

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra mechanické technologie

**Návrh metodiky stanovení vhodného zdroje
tvářecí síly při návrhu nových
jednoúčelových zařízení**

Project of Methodology for Determination
of Suitable Source of Forming Force in the
Design of New Single-Purpose Devices

Student:

Bc. Jan Páral

Vedoucí diplomové práce:

prof. Ing. Radek Čada, CSc.

Ostrava 2018

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra mechanické technologie

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Jan Páral**

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství

Studijní obor: 2303T002 Strojírenská technologie

Téma: **Návrh metodiky stanovení vhodného zdroje tvářecí síly při návrhu nových jednoúčelových zařízení**
Project of Methodology for Determination of Suitable Source of Forming Force in the Design of New Single-Purpose Devices

Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

1. Popište současný způsob stanovení vhodného zdroje tvářecí síly při návrhu nových jednoúčelových zařízení v podniku Kovona System, a. s.
2. Popište příklady jednoúčelových zařízení s různými zdroji tvářecí síly v podniku Kovona System, a. s.
3. Popište varianty zdroje tvářecí síly, mezi kterými lze volit při návrhu nových jednoúčelových zařízení, vzájemně je porovnejte.
4. Analyzujte konkrétní technologii ohýbání polotovaru při výrobě ocelového háčku používaného pro navěšování součástí na dopravník práškové lakovny. Navrhněte vhodný zdroj tvářecí síly pro jednoúčelové zařízení provádějící uvedený ohyb.
5. Analyzujte konkrétní technologii stříhání otvoru do trubky a navrhněte vhodný zdroj tvářecí síly pro jednoúčelové zařízení provádějící uvedený střih.
6. Navrhněte metodiku stanovení vhodného zdroje tvářecí síly při návrhu nových jednoúčelových zařízení, která bude využitelná v podniku Kovona System, a. s. i obecně ve strojírenských podnicích.
7. Navrženou metodiku použijte na zhodnocení vhodnosti zdroje tvářecí síly u vybraných jednoúčelových zařízení, která již existují v podniku Kovona System, a. s.
8. Na základě výsledků analýz konkrétních technologií ohýbání a stříhání v bodech 4 a 5 zformulujte doporučení vedoucí k racionalizaci výroby. Proveďte celkové zhodnocení navržené metodiky stanovení vhodného zdroje tvářecí síly při návrhu nových jednoúčelových zařízení.

Seznam doporučené odborné literatury:

ČADA, R. *Tvářitelnost ocelových plechů: odborná knižní monografie*. Lektorovali: L. Pollák a P. Rumíšek. 1. vyd. Ostrava: REPRONIS, 2001. 346 s. ISBN 80-86122-77-8.

ČADA, R. *Technologie I: plastická deformace kovů, objemové tváření zastudena, tažení plechu, ohýbání*. 1. vyd. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2009. 85 s. ISBN 978-80-248-2108-5.

ČADA, R. *Technologie tváření, slévání a svařování: stříhání a tažení plechu, objemové tváření zastudena: (návodů do cvičení)*. 1. vyd. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2014. 90 s. ISBN 978-80-248-3624-9.

PETRUŽELKA, J. *Ročníkový projekt: Jak psát bakalářskou práci* [online]. Ostrava: VŠB-TUO, FS, poslední aktualizace 21. 10. 2006 [cit. 2007-04-10]. Dostupný z [www: <URL: http://www.345.vsb.cz/jiripetruzelka/Texty/Jak%20psat.pdf>](http://www.345.vsb.cz/jiripetruzelka/Texty/Jak%20psat.pdf).

ČSN 01 6910 *Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory*. Praha: Český normalizační institut, 2007. 48 s.

ČSN ISO 2145 (01 0184) *Dokumentace: Číslování oddílů a pododdílů psaných dokumentů*. Praha: Český normalizační institut, 1997. 6 s.

ČSN ISO 7144 (01 0161) *Dokumentace: Formální úprava disertací a podobných dokumentů*. Praha: Český normalizační institut, 1997. 24 s.

ČSN ISO 80000-1 (01 1300) *Veličiny a jednotky – Část 1: Obecně*. Praha: Český normalizační institut, 1994. 60 s.

ČSN ISO 690 (01 0197) *Informace a dokumentace: Pravidla pro bibliografické odkazy a citace informačních zdrojů*. Praha: Český normalizační institut, 2011. 40 s.


ČSN ISO 214 (01 0148). *Dokumentace: Abstrakty pro publikace a dokumentaci*. Praha: Český normalizační institut, 2001. 16 s.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí diplomové práce: **prof. Ing. Radek Čada, CSc.**

Datum zadání: 08.12.2017

Datum odevzdání: 21.05.2018


Ing. Lucie Krejčí, Ph.D.
vedoucí katedry




doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V práci jsem použil interní technické údaje získané od firmy KOVONA SYSTEM, a. s., firma s jejich zveřejněním souhlasí.

V Ostravě dne 18. května 2018


.....

Podpis studenta

Prohlašuji, že:

- jsem si vědom, že na tuto moji závěrečnou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (dále jen „Autorský zákon“), zejména § 35 (Užití díla v rámci občanských či náboženských obřadů nebo v rámci úředních akcí pořádaných orgány veřejné správy, v rámci školních představení a užití díla školního) a § 60 (Školní dílo),
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo užít tuto závěrečnou diplomovou práci nekomerčně ke své vnitřní potřebě (§ 35 odst. 3 Autorského zákona),
- bude-li požadováno, jeden výtisk této diplomové práce bude uložen u vedoucího práce,
- s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 Autorského zákona,
- užít toto své dílo, nebo poskytnout licenci k jejímu využití, mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše),
- beru na vědomí, že – podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů – tato diplomová práce bude před obhajobou zveřejněna na pracovišti vedoucího práce a v elektronické podobě uložena a po obhajobě zveřejněna v Ústřední knihovně VŠB – TUO, a to bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne 18. května 2018



Podpis autora práce

Jméno a příjmení autora práce: Bc. Jan Páral

Adresa trvalého pobytu autora práce: Višňové 256, PSČ: 671 38

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

PÁRAL, Jan. *Návrh metodiky stanovení vhodného zdroje tvářecí síly při návrhu nových jednoúčelových zařízení: diplomová práce.* Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra mechanické technologie – 345, 2018, 71 s. Vedoucí diplomové práce: Čada, R.

V diplomové práci je rozebrán současný stav stanovení vhodného zdroje tvářecí síly pro jednoúčelová zařízení na výrobu součástek ve společnosti KOVONA SYSTEM, a. s. Bylo popsáno konstrukční řešení dvou jednoúčelových zařízení používaných v KOVONA SYSTEM, a. s. Analýzou síly, kterou jsou pohony schopny vyvinout, byly stanoveny limity pro použití jednotlivých druhů pohonů. v práci byla navržena metodika pro stanovení vhodného zdroje tvářecí síly. Pomocí navržené metodiky byla na konkrétních jednoúčelových zařízeních nalezena kritická místa a navržen vhodný zdroj tvářecí síly.

ANNOTATION OF DIPLOMA THESIS

PÁRAL, Jan. *Project of Methodology for Determination of Suitable Source of Forming Force in the Design of New Single-Purpose Devices: diploma thesis.* Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Mechanical Technology – 345, 2018, 71 s. Thesis Supervisor: Čada, R.

The diploma thesis analyses the current state of the determination of an appropriate source of forming force for single-purpose devices for component manufacturing in the joint-stock company KOVONA SYSTEM. A construction design of two single-purpose devices used in the joint-stock company KOVONA SYSTEM was described. Limits were set for the use of the individual types of drives by the analysis of the power, which the drives are capable to develop. In the diploma thesis the methodology for determining of the appropriate source of the forming force was developed. Using the proposed methodology the critical locations were found on specific single-purpose devices and a suitable source of forming force was determined.

Obsah

Seznam použitých značek a symbolů	8
Úvod	9
1 KOVONA SYSTEM, a. s.	10
2 Používané pohony tvářecích strojů	12
2.1 Elektrické pohony	13
2.2 Hydraulické pohony	16
2.3 Pneumatické pohony	18
3 Současný způsob stanovení vhodného zdroje tvářecí síly ve společnosti KOVONA SYSTEM, a. s.	21
4 Jednouúčelové zařízení provádějící stříhání otvoru ve společnosti KOVONA SYSTEM, a. s.	23
4.1 Děrovací a kalibrační centrum ANTILOP 2,3	24
4.2 Děrovací jednotka použitá v děrovacím a kalibračním centru ANTILOP 2,3	27
4.3 Kalibrační jednotka použitá v DKC ANTILOP 2,3	28
5 Jednouúčelové zařízení pro ohýbání v KOVONA SYSTEM, a. s.	29
6 Analýza mezí použití zdrojů tvářecí síly	34
6.1 Použitelnost pneumatických pohonů	35
6.2 Použitelnost elektrických pohonů	38
6.3 Použitelnost hydraulických pohonů	39
7 Návrh metodiky stanovení vhodného zdroje tvářecí síly	42
8 Využití navržené metodiky při zhodnocení děrovacího a kalibračního centra ANTILOP 2,3	43
9 Využití navržené metodiky při zhodnocení jednouúčelového zařízení provádějícího ohýb háčku	46
9.1 Zhodnocení současného stavu provádění ohybu delších ramen háčku pomocí stanovené metodiky	47
9.2 Zhodnocení současného stavu provádění ohybu kratších ramen háčku pomocí stanovené metodiky	49
10 Závěr	51
Seznam použitých zdrojů	55
Seznam příloh	57

Seznam použitých značek a symbolů

b	šířka ohýbaného materiálu	[mm]
d	průměr pístu	[mm]
F_{hyd}	síla hydraulického válce	[N]
F_o	maximální ohybová síla	[N]
F_{pneu}	síla pneumatického válce	[N]
F_s	maximální střižná síla	[N]
$F_{\text{tření}}$	třecí síla, která je rovna 10 % síly pneumatického válce	[N]
k	součinitel zahrnující vlivy zvyšující střižnou sílu (otupení řezných hran, vliv seřízení nástroje, zvětšení mezery mezi noži opotřebováním)	[-]
O	délka stříhu	[mm]
p_{hyd}	provozní tlak hydraulického válce	[MPa]
p_{pneu}	provozní tlak pneumatického válce	[MPa]
R_m	mez pevnosti v tahu	[MPa]
R_{ms}	mez pevnosti ve stříhu	[MPa]
S	střižná plocha	[mm ²]
s	tloušťka stříhaného materiálu	[mm]
t	tloušťka ohýbaného materiálu	[mm]
α	úhel rozevření ramen ohýbané součásti	[°]
ρ	poloměr zakřivení neutrální vrstvy	[mm]

Úvod

Tvářecí stroje umožňují zpracovávat materiál tvářením. Vývoj tvářecích strojů je spojen s tím, jak lidstvo poznávalo využití kovů a začalo rozvíjet hutní technologie. Nejprve docházelo k využití lidské síly, následně vznikaly primitivní buchary, kde byla využita kinetická energie padajícího beranu. Tento vývoj pokračoval až k dnešním tvářecím strojům.

Tvářecí stroje je možno dělit dle několika hledisek: technologického určení (buchary, lisy, válcovací stroje), výstupního členu stroje (s přímočarým a nepřímým pohybem výstupního členu), charakteristických parametrů (omezenou silou, omezeným zdvihem, omezenou velikostí využitelné energie). Všechny tvářecí stroje využívají ke své práci systémy, které jsou schopny akumulovat energii a ve vhodný okamžik ji vhodným způsobem uvolnit tak, aby bylo dosaženo požadované technologické operace, a efektivně ji využít k dosažení plastických deformací tvářeného výrobku.

Cílem je využít hnací sílu pomocí vhodného mechanismu tak, aby její průběh v každém okamžiku s co nejmenším přebytkem a s co největší přesností kopíroval tvářecí sílu potřebnou pro provedení technologické operace. Čím je větší odchylka tvářecí síly a síly pohonu během procesu tváření, tím jsou větší energetické ztráty.

Tato diplomová práce vychází ze současného stavu stanovení vhodného zdroje tvářecí síly při návrhu nových jednoúčelových zařízení ve společnosti KOVONA SYSTEM, a. s. Zabývá se nalezením metodiky stanovení vhodného zdroje tvářecí síly tak, aby ve společnosti nedocházelo k předimenzování zdroje tvářecí síly a tím k prodražení výroby.

1 KOVONA SYSTEM, a. s.

Podnik se současným názvem KOVONA SYSTEM, a. s. byl založen v roce 1904 jako drátovna. po změně majitele v roce 1907 byla výroba rozšířena o hutní výrobu a byl změněn i název na Fryštátské ocelárny. Roku 1917 k podniku přibyla ještě šroubárna [1].

Ve třicátých letech v důsledku hospodářské krize došlo k uzavření všech provozů a jejich přemístění do Vítkovic a Bohumína. Podnik byl odkoupen německými podnikateli a výroba přeorientovaná na kovový nábytek [1].

V roce 1948 byl podnik zestátněn a začleněn do skupiny nábytkářských firem KOVONA, národní podnik. v roce 1950 došlo k vyčlenění KOVONA, n. p. KARVINÁ, a tímto zde začala výroba trubkového lešení, vzduchotechniky a bytových jader pro stavební průmysl [1].

Od roku 2000 vystupuje společnost pod názvem KOVONA SYSTEM, a. s. v době zahájení činnosti se zabývala výrobou lehkých policových regálů, výrobou interiérových prvků a povrchovou úpravou práškovými nástřikovými hmotami. Jejím velmi významným zákazníkem byla společnost Škoda Auto, a. s. Díky dlouholetým zkušenostem s kovo zpracováváním, bylo již v prvním roce provozu započato jednání se společností IKEA v oblasti velkosériové výroby kancelářského nábytku. Tato spolupráce, která trvá dodnes, měla za následek velký progres firmy [1].

Na přelomu let 2003 a 2004 byl z důvodu navyšování zakázek postaven nový výrobní podnik v Českém Těšíně. Zde byla zavedena vysoce automatizovaná linka na výrobu skládacích židlí. v roce 2007 se stala KOVONA SYSTEM, a. s. jediným vlastníkem společnosti KOVONA KARVINÁ, a. s. Tímto krokem došlo k možnosti zavedení výroby těžších kovových uzavřených i otevřených profilů, dělení materiálu ve svitcích a další výrobní procedury související se zpracováním hutních materiálů. k dalšímu rozšíření došlo v letech 2007 a 2011 na současných 26 000 m², v roce 2012 pak vznikl výrobní závod v Huštěnovicích [1].

Kvalita výroby je jedním z nejsledovanějších parametrů ve společnosti KOVONA SYSTEM, a. s. Aplikací metody FMEA se snaží odhalit vady již v předvýrobních a výrobních etapách. Je zde zaveden systém hodnocení kvality dle normy ČSN EN ISO 9001:2009. Certifikaci společnosti zajišťuje společnost BUREAU VERITAS CZECH REPUBLIC, spol. s r. o. Dále společnost TÜV NORD Czech, s. r. o. zabezpečuje testování shody produktů s požadavky nejpřísnějších platných norem. Jelikož KOVONA SYSTEM, a. s. dodává produkty nadnárodním společnostem, je mnohdy certifikována přímo těmito firmami. Požadavky na získání těchto certifikací mnohdy přesahují rámec ISO normy [1].

Hlavní aktivitou je velkosériová výroba jak na jednoúčelových, tak i automatizovaných linkách. KOVONA SYSTEM, a. s. se v současné době zabývá následujícími technologiemi:

- válcování otevřených a uzavřených profilů a trubek,
- dělení profilů trubek a plošného materiálu,
- bezdeformační ohýbání trubek a profilů,
- lisování a ohraňování,
- děrování trubek a profilů,
- automatické závitování flowdrill,
- svařování,
- povrchové úpravy [1].

2 Používané pohony tvářecích strojů

Pohon tvářecího stroje zabezpečuje potřebnou energii k provedení procesu tváření a její přenos do pracovního prostoru. Hlavním požadavkem kladeným na pohon tvářecího stroje je dosažení požadovaného výkonu při vysoké energetické účinnosti. Zároveň musí pohon dosahovat požadované tuhosti s minimální hmotností součástí pohonu [2].

Při návrhu pohonu tvářecího stroje je vhodné nejdříve provést analýzu energetických a silových požadavků na příslušnou technologickou operaci. Pohony tvářecích strojů je možné rozdělit na přímé a nepřímé (s akumulací energie). Akumulátory rozlišujeme mechanické, hydraulické a elektrické. Podle druhu energetického zdroje můžeme pohony dělit na:

- elektrické,
- hydraulické,
- pneumatické,
- kombinované [3].

2.1 Elektrické pohony

Moderní elektrický pohon je funkční celek tvořený elektrickým motorem, výkonovým elektrickým měničem, spínacími a jistícími přístroji a řídicí částí (viz obr. 2.1). Elektrický pohon se dá definovat jako soustava tvořená vhodnou kombinací elektrotechnických zařízení pro elektromechanickou přeměnu energie a zařízení pro přenos a zpracování signálů řídicí tuto elektromechanickou přeměnu, jejíž výstupní řídicí signály určuje obsluha nebo nadřazený řídicí, regulační nebo automatizační člen, jejíž výstupní veličiny jsou parametry mechanického pohybu [4].

Při rozhodování o využití elektrického pohonu je třeba posoudit výhody a nevýhody ve srovnání s jiným způsobem pohonu. Orientační výhody a nevýhody elektrického pohonu jsou:

Výhody elektrického pohonu:

- je proveditelný pro libovolný výkon (elektrické hodinky – mW, přečerpávací elektrárny – 10^8 W),
- je proveditelný pro široký rozsah momentů a rychlostí (elektrické hodinky – mNm, válcovací stolice – 10^6 Nm),
- je přizpůsobitelný různým vnějším podmínkám (práce v prostředí s nebezpečím výbuchu, možnost ponoření do různých kapalin, práce v radioaktivním prostředí),
- při své práci není zdrojem škodlivých zplodin,
- pracuje s nízkou úrovní hluku,
- je prakticky okamžitě provozuschopný,
- má jednoduchou obsluhu a údržbu,
- má snadnou řiditelnost a ovladatelnost,
- charakteristiky pohonu lze snadno přizpůsobit různým speciálním požadavkům,
- má nízké ztráty naprázdno, vysokou účinnost a vysokou krátkodobou přetížitelnost,
- má symetrický tvar rotoru elektromotoru, a proto není příčinou vzniku pulzačních momentů, a tedy i vibrací,
- má dlouhou životnost (20 i více let) [4].

Nevýhody elektrického pohonu:

- je závislý na okamžité dodávce elektrické energie ze sítě, (zálohování znamená zvýšení nákladů a hmotnosti, např. záskoková baterie je 50x hmotnější, než záskokový dieselgenerátor),
- má nízký ukazatel výkon/hmotnost v porovnání s hydraulickými pohony. Příčinou je omezená možnost využití magnetického obvodu vlivem jeho nasycení a omezené elektrické využití vinutí vlivem možného použitelného způsobu chlazení [4].

Je zřejmé, že výhody elektrických pohonů přesahují jejich nevýhody, a proto jsou velmi široce uplatněny v oblasti technických výrobků a technických zařízení. pro lepší přehlednost jsou elektrické pohony děleny podle několika hledisek.

Podle druhu vykonávaného pohybu:

- elektrické pohony s točivým pohybem,
- elektrické pohony s přímočarým pohybem [5].

Dle druhu vykonávaného pohybu lze pohony také rozdělit na:

- elektrické pohony se spojitým pohybem,
- elektrické pohony s nespojitým pohybem [5].

Podle říditelnosti otáčivé rychlosti:

- pohony jednorychlostní,
- pohony dvourychlostní,
- pohony vícerychlostní,
- pohony s plynule nastavitelnou rychlostí [5].

Podle druhu řízení:

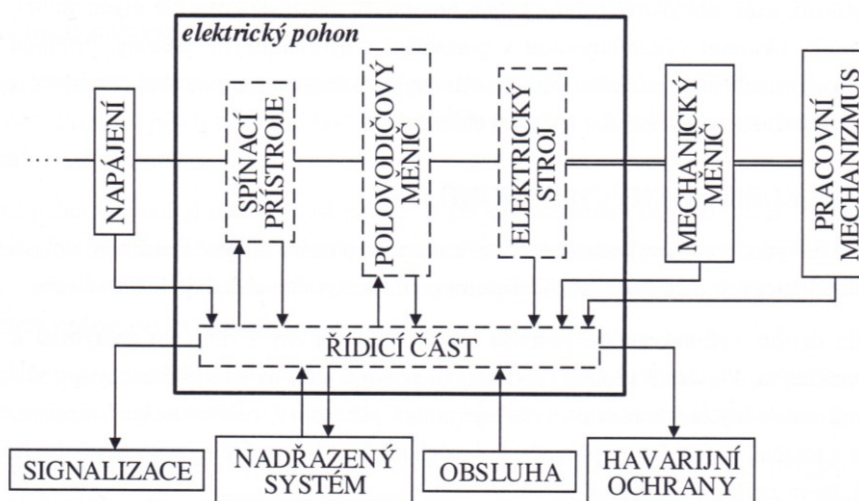
- pohony s ručním řízením (pohon řídí obsluha),
- pohon s automatickým řízením (pohon je spouštěn nebo zastavován pomocí logického řídicího systému),
- pohon se samočinnou regulací (otáčivá rychlost, hnací moment, poloha, jsou udržovány regulátorem podle zadané závislosti) [5].

Podle druhu hnacího elektromotoru:

- pohony se stejnosměrným elektromotorem (s cizím buzením, s permanentními magnety, se sériovým buzením nebo s kompaundním buzením),
- pohony se střídavým elektromotorem (asynchronní, synchronní, s permanentními magnety, reluktanční, krokový, spínaný reluktanční a případně jiný speciální typ elektromotoru) [5].

Podle druhu poháněného mechanismu můžeme pohony dělit do charakteristických skupin jako pohony:

- jeřábů, výtahů, zdvihadel, těžních strojů, dopravníků, lanovek,
- pohony lokomotiv, tramvají, trolejbusů, elektromobilů,
- obráběcích strojů,
- válcovacích stolic a dalších válcovacích strojů,
- chemických, potravinářských strojů a zařízení,
- gumárenských, papírenských a textilních strojů,
- dřevozpracujících a stavebních strojů,
- čerpadel, dmychadel, ventilátorů, kompresorů a vývěv,
- rypadel, exkavátorů, drtičů, lisů, mlýnů, bucharů a vibračních strojů,
- letištních a leteckých zařízení,
- lodních mechanismů,
- manipulátorů a robotů [5].



Obr. 2.1 – Strukturní schéma elektrického pohonu [4]

2.2 Hydraulické pohony

Hydraulický pohon je součástí hydraulického mechanismu, má zde za úkol uvádět stroje a mechanismy do pohybu. Seskupení hydraulických prvků nazýváme hydraulický obvod. v podstatě rozeznáváme dva typy hydraulických obvodů, a to otevřený hydraulický obvod nebo uzavřený hydraulický obvod. Většinou je hydraulický obvod složen ze zdroje tlakové energie, spotřebiče tlakové energie, prvků rozvodů, prvků řízení a příslušenství hydraulického obvodu [6].

Hydraulické pohony lze dělit na:

- hydrodynamické – využívají kinetickou energii kapaliny,
- hydrostatické – využívají tlakovou energii kapaliny [6].

Hydrodynamické pohony využívají k dosažení pohybu nebo přenosu momentu změny kinematické energie kapaliny. Hydrostatický tlak zůstává v celém systému poměrně malý a konstantní. Jsou vhodné pro přenos velkých krouticích momentů. Jejich využití je například u spojek automobilů [7].

Hydrostatické pohony využívají k dosažení pohybu nebo přenosu momentu tlakové energie kapaliny, jsou založeny na rovnoměrném šíření tlaku v kapalinách všemi směry (Pascalův zákon). Kinematická energie je zanedbatelně malá a konstantní v celém objemu. Tento typ pohonu lze rozdělit do dvou skupin:

- s přímočarým pohybem,
- s otáčivým pohybem [7].

K výhodám hydrostatických pohonů patří:

- možnost dosáhnout značných silových převodů,
- snadný rozvod energie,
- snadná plynulá měnitelnost rychlosti nebo otáček,
- možnost plynulé regulace síly nebo krouticího momentu,
- jednoduchá změna pohybu,
- snadné pojištění proti přetížení,
- menší váha než u elektrických pohonů stejných výkonů,

- všechny součásti se pohybují v oleji, což zaručuje dobré mazání a menší opotřebení,
- velmi klidný chod [7].

Nevýhody hydrostatických pohonů jsou:

- vyšší požadavky na přesnost výroby,
- citlivost na nečistoty [7].

2.3 Pneumatické pohony

Pneumatický mechanismus je složen z řady pneumatických prvků. To, zda bude pneumatický mechanismus plnit svou funkci, do jisté míry závisí na optimálním sestavení pneumatických prvků do systému. Pneumatické prvky se vyrábějí v nejrůznějších konstrukčních provedeních a velikostech. Nabídka pneumatických prvků několikanásobně převyšuje obdobný sortiment hydraulických prvků. Je možno zaznamenat podobnost funkce i konstrukce u hydraulických a pneumatických prvků, pneumatické prvky se však odlišují svou jednoduchostí, materiálovou náročností, sestavitelností a možností miniaturizace. Podle funkce lze rozdělit pneumatické prvky na:

- převodníky jako prvky pro převod energie z tuhých částí na sloupec stlačeného vzduchu a naopak,
- prvky pro řízení směru průtoku stlačeného vzduchu,
- prvky pro řízení velikosti průtoku stlačeného vzduchu,
- prvky pro řízení tlaku,
- kombinované prvky pro více funkcí,
- prvky pro vakuové mechanismy,
- pomocné a speciální prvky a vedení [8].

Výhody pneumatických mechanismů:

- výroba stlačeného vzduchu lze centralizovat a je možné zabezpečit dobrou péči o jeho jakost,
- rozvod stlačeného vzduchu se děje jediným vodičem (trubka, hadice) s jednoduchým a nenáročným připojováním,
- po předání energie je vzduch vyfukován do ovzduší, což může zlepšit větrání a ochlazování pracovních prostorů,
- čistota provozu pneumatického mechanismu umožňuje jeho využití v potravinářském, farmaceutickém provozu, textilním a oděvním průmyslu, kde případná porucha rozvodu stlačeného vzduchu nezničí stroj, nástroj, jeho okolí a nezneškodní výrobky, jak by tomu bylo při poruše hydraulického obvodu,

- možnost práce pneumatického mechanismu ve velkém rozmezí teplot okolního prostředí, protože i velké teplotní rozdíly nemají podstatný vliv na vlastnosti vzduchu,
- přetížitelnost pneumatického mechanismu až k úplnému zastavení je možná bez nebezpečí poškození a při centrálním rozvodu stlačeného vzduchu i bez energetických ztrát,
- jelikož pneumatický mechanismus pracuje s vnitřním přetlakem, nedochází k vnikání nečistot z okolí do pneumatických prvků, a tím se snižuje jejich opotřebování,
- pneumatické mechanismy zaručují bezpečnost provozu i ve výbušném a zápalném prostředí,
- velká rychlost vykonávaných operací, u přímočarého pohybu až 8 krát rychleji a u rotačního pohybu až 20krát většími otáčkami, než u mechanismů hydraulických či elektrických,
- snadná rychlostní, otáčková, silová a výkonová regulace jednoduchými prostředky a bez maření energie,
- možnost automatizace logických pracovních funkcí a jednoduchá kombinace s elektrickými řídicími prvky nepatrného výkonu,
- snadná montáž a údržba bez nároku na zvláštní kvalifikaci, jednoduchá diagnostika poruch slyšitelným únikem vzduchu či jednoduchým měřicím přístrojem (manometrem),
- jednoduchá, technologicky nenáročná výroba prvků pneumatických mechanismů bez zvláštních pevnostních požadavků na materiál a opracování. Možnost výroby některých dílů i celých prvků z hliníkových slitin, plastů i keramických hmot značně zjednodušuje výrobu, snižuje hmotnost prvků a zvyšuje životnost až na 10^8 cyklů [9].

Nevýhody pneumatických mechanismů:

- stlačený vzduch musí být pro spolehlivou činnost pneumatického mechanismu patřičně upraven (zbaven mechanických nečistot, vlhkosti, vody a v některých případech přimazán olejovou mlhou k zabezpečení mazání pohybujících se prvků pneumatického mechanismu),

- stlačený vzduch je nejdražší energie a ekonomické ztráty vznikají především jeho rozvodem, ale také nedokonalým využitím v pracovním prvku neúplnou expanzí,
- stlačitelnost vzduchu, která na jedné straně přináší dříve uvedené výhody, na druhou stranu způsobuje malou tuhost mechanismu a při proměnlivém zatížení obtížnou regulaci a sousled pohybů,
- hlučnost vznikající od expandovaného vzduchu na výstupu z pneumatického prvku (zejména při velkých průtocích),
- nízký pracovní tlak stlačeného vzduchu – maximálně 1 MPa vyžaduje pro získání větších sil či točivých momentů rozměrných pneumatických motorů [9].

Uvedené nevýhody se dají úspěšně eliminovat, nejčastěji kombinací s jiným typem mechanismu. Značné zapojení elektrotechniky do řídicích systémů pneumatických prvků umožňuje zvýšení stupně automatizace. Využití výpočetní techniky pro přímé řízení umožňuje minimalizaci obvodů a přímé řízení polohy přímočarých pneumatických motorů [9].

3 Současný způsob stanovení vhodného zdroje tvářecí síly ve společnosti

KOVONA SYSTEM, a. s.

Společnost KOVONA SYSTEM, a. s. ve své výrobě stále častěji využívá jednoúčelová zařízení. Zavádění jednoúčelových zařízení je zapříčiněno jednak nedostatkem pracovní síly na trhu práce, ale také snahou dosáhnout větší produktivity práce, a tedy snížení výrobních nákladů.

Vzhledem k faktu, že většina jednoúčelových zařízení jsou jedinečná, nejsou tedy sériově vyráběna, tudíž je nelze běžným způsobem zakoupit a výroba externí firmou na míru by byla cenově velmi náročné, tak vzniklo ve společnosti KOVONA SYSTEM, a. s. oddělení vývoje a výzkumu, které se zabývá inovací a modernizací již zavedených linek, tak aby bylo dosaženo maximální efektivity výroby, ale rovněž má na starosti vývoj nových jednoúčelových zařízení.

V současné době nejsou při návrhu nových jednoúčelových zařízení stanovena žádná pravidla nebo metodický postup, kterým by se mohl konstruktér nového zařízení řídit. Praxe je taková, že jednomu pracovníku oddělení vývoje a výzkumu je přidělena výroba jednoho jednoúčelového zařízení. Tato osoba je pak zodpovědná za návrh celého stroje od konstrukčního řešení, výkresové dokumentace, propočtů nákladů na provoz, až po samotné sestavení a zprovoznění stroje. Konstrukce jednoúčelového stroje a použité komponenty jsou tedy spíše voleny dle zkušenosti jednotlivých konstruktérů. po zprovoznění stroje není již zkoumáno, zda se jedná o nejlepší, nejefektivnější či nejlevnější řešení.

Jako hlavní kritérium pro volbu pohonu jednoúčelového tvářecího stroje je v současné době síla potřebná k provedení tvářecí operace, kterou si konstruktér sám vypočte. Následně, spíše dle intuice a vlastní předchozí zkušenosti volí druh pohonu, který je schopen danou sílu vyvinout. Jako další krok je vypočtena pořizovací hodnota jednotlivých konstrukčních prvků. Rovněž jsou spočítány náklady spojené s provozním médiem (stlačený vzduch, elektrická energie).

Při výběru typu pohonu není pracovník v současnosti vázán na určitou značku nebo jednoho dodavatele pohonů. Konstruktér si může vybrat jakéhokoli dodavatele pohonů na trhu. Přesto ve společnosti KOVONA SYSTEM, a. s. v drtivé většině převládají pohony od firmy FESTO. Toto je však zapříčiněno spíše tradicí a dobrou zkušeností s tímto

dodavatelem, než povinností uplatňovat v jednoúčelových zařízeních pohony od jednoho dodavatele.

4 Jednoúčelové zařízení provádějící stříhání otvoru ve společnosti

KOVONA SYSTEM, a. s.

Jednoúčelové zařízení provádějící stříhání otvoru v KOVONA SYSTEM, a. s. je reprezentováno děrovacím a kalibračním centrem ANTILOP 2,3 (dále jen „DKC ANTILOP 2,3“). DKC ANTILOP 2,3 je navrženo jako jednoúčelové zařízení pro stříhání otvoru do trubky (viz příloha A1) o délce 710 mm, tloušťce stěny 1 mm a průměru 25 mm. Průměr stříhaného otvoru činí 4,5 mm. Trubka je vyrobena z materiálu E220, jehož vlastnosti jsou popsány v tabulce 4.1 a 4.2.

Tab. 4.1 – Chemické složení materiálu E220 [10]

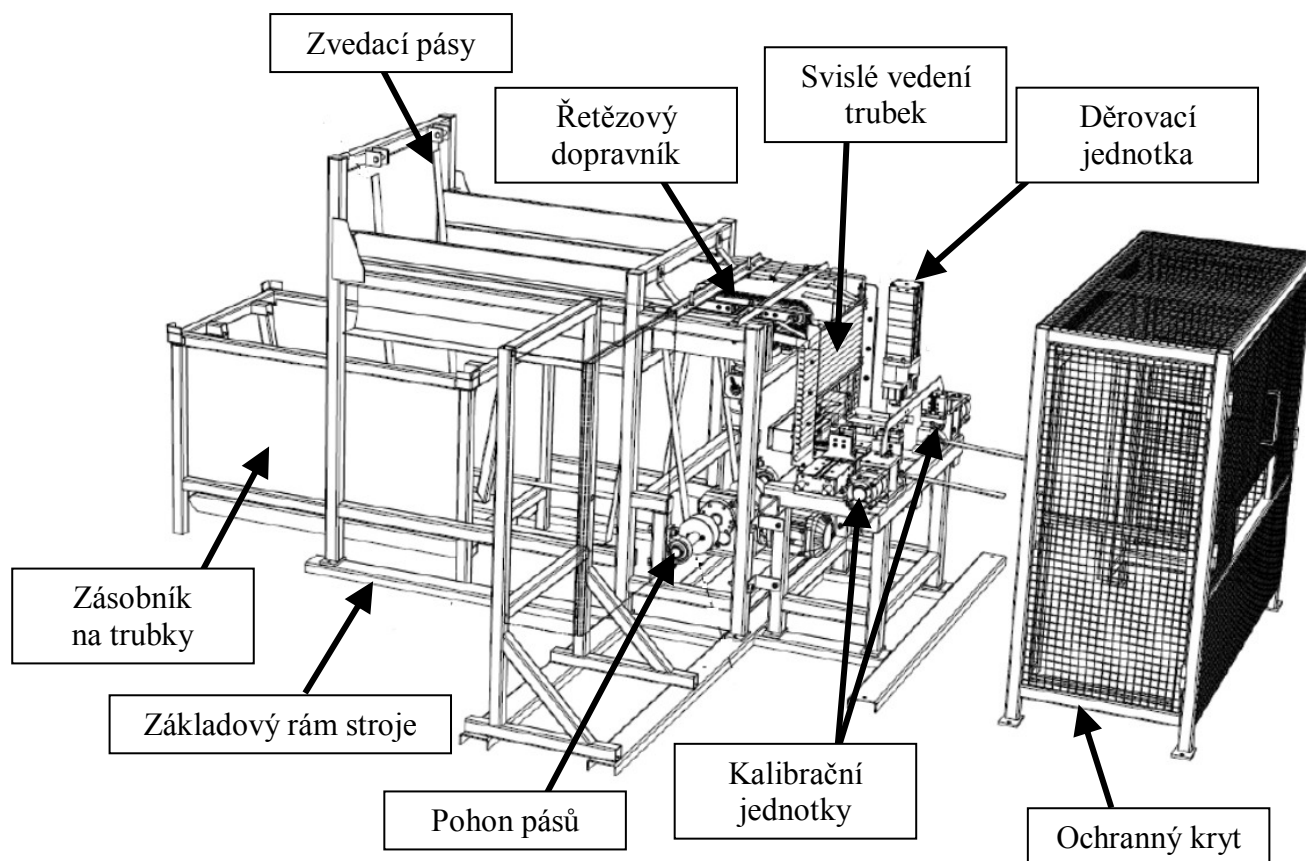
Označení oceli		Hmotnostní podíl v %					
Značka	Číselné označení	C max.	Si max.	Mn max.	P max.	S max.	Al celk. min.
E220	1.0215	0,140	0,350	0,700	0,025	0,025	0,015

Tab. 4.2 – Mechanické vlastnosti materiálu E320 [10]

Označení oceli		Mez pevnosti v tahu R_m [MPa]
Značka	Číselné označení	
E220	1.0215	310

4.1 Děrovací a kalibrační centrum ANTILOP 2,3

Děrovací a kalibrační centrum ANTILOP 2,3 (viz obr 4.1) se skládá ze základového rámu, zásobníku na trubky, do kterého se zasouvá paleta na trubky, řetězového dopravníku, svislého vedení s rozdružovací jednotkou na trubky, děrovací jednotky, pojezdu děrování, krokovacího mechanismu, dvou kalibračních mechanismů a pneumatického obvodu.



Obr 4.1 – Sestava děrovacího a kalibračního centra ANTILOP 2,3

Zásobník je ocelový svařenec, zhotovený z profilů (60 x 60 x 4) mm a plechů. Zásobník je určen na vložení palety na trubky, která je dimenzována na 1 000 ks trubek o průměru 25 mm, délce 710 mm. Tyto palety je možno stohovat na sebe, maximálně však 3 ks. Trubky dělené na dělicím stroji padají přímo do palety a tato paleta se zaváží do zásobníku děrovacího centra pomocí paletovacího vozíku.

Dopravník se skládá z rámu z hliníkových profilů (40 x 40) mm, článkových řetězů s pogumovanými články a elektromotoru s převodovkou. Celý dopravník je umístěn v zásobníku a upevněn pomocí šroubových spojů.

Svislé vedení trubek je tvořeno plechy, v kterých jsou trubky uloženy nad sebou. Ve spodní části svislého vedení je držák pneumatických válců pro rozdružovací jednotku.

Krokovací mechanismus zajišťuje přesuv trubky ze svislého vedení trubek k místu děrování a zároveň z místa děrování ke kalibraci a vyhazuje kalibrovaný kus mimo zařízení do připravené bedny. Skládá se z trojice pneumatických válců a lineárního vedení. Lineární vedení společně s vodorovným pneumatickým válcem zajišťuje horizontální posuv a dvojice válců pak zdvih. na těchto válcích jsou přišroubovány hřebeny, do kterých je při přesunu uložena trubka.

Ocelový rám děrovací a kalibrační jednotky je tvořen profily o rozměrech (80 x 80 x 5) mm a plechy. na horních profilech jsou přivařeny základní desky pro uchycení jednotlivých částí stroje.

Děrovací jednotka se skládá z těla, držáku trnu, střížníku, matrice, pneumatického válce, přídržných válců a dalších přesně obráběných a kalených dílů. Stříh zajišťuje čtyřkomorový pneumatický válec.

Pojezd děrování slouží k uchopení profilu (trubky), následnému zasunutí na trn a po vyděrování také vysunutí z trnu. Skládá se ze dvou pneumatických válců, kde jeden je přišroubován k druhému pomocí spojovacího plechu. První z válců slouží k posuvu trubky a druhý k jejímu uchycení, resp. fixaci.

Kalibrační mechanismy tvoří dvě kalibrační jednotky umístěné zrcadlově proti sobě pro kalibraci obou konců trubky. Skládají se z přesného šroubovaného rámu a pneumatického válce. Oba mechanismy jsou mezi sebou spojené ztužujícím žebrem.

Pneumatický obvod se skládá z řady pneumatických válců zapojených do ventilového terminálu.

DKC ANTILOP 2,3 je navrženo jako jednoúčelové zařízení a slouží pouze pro děrování a kalibraci trubky o průměru 25 mm a délce 710 mm. Trubky se zavážejí do DKC ANTILOP 2,3 pomocí palety, která se zaváže zezadu stroje (myšleno ve směru toku materiálu). Pomocí zvedacích pásů se trubky nahrnují na řetězový dopravník, který je dopravuje do svislého vedení. Rozdružovací systém na svislém vedení pustí jednu trubku do hřebenů krokovacího zařízení, které ji přesune do pozice děrování. Tam je trubka sevřena pneumatickým válcem a nasunuta na doraz k děrovacímu trnu. Poté je přídržena dvojicí

pneumatických válců na děrovací jednotce a následně vyděrována. Poté stejný mechanismus trubku vysune, po vysunutí dojde k ofouknutí špon z trnu a hřebeny krokování ji přesunou do pozice kalibrace. Při tomto přesunu se souběžně posouvá trubka opět ze svislého vedení trubek do pozice děrování. V pozici kalibrace je trubka sevřena dvojicí válců a tím je fixovaná její poloha. Následně dvojice válců provede kalibraci pomocí kalibračního trnu a kalibrační vložky z kalené oceli. po kalibraci nastane stejný mechanismus, který přesouvá profily ze svislého vedení trubek a z děrování, vyhodí profil (trubku) do připraveného přepravovacího boxu. Celý proces funguje v automatickém režimu.

4.2 Děrovací jednotka použitá v děrovacím a kalibračním centru

ANTILOP 2,3

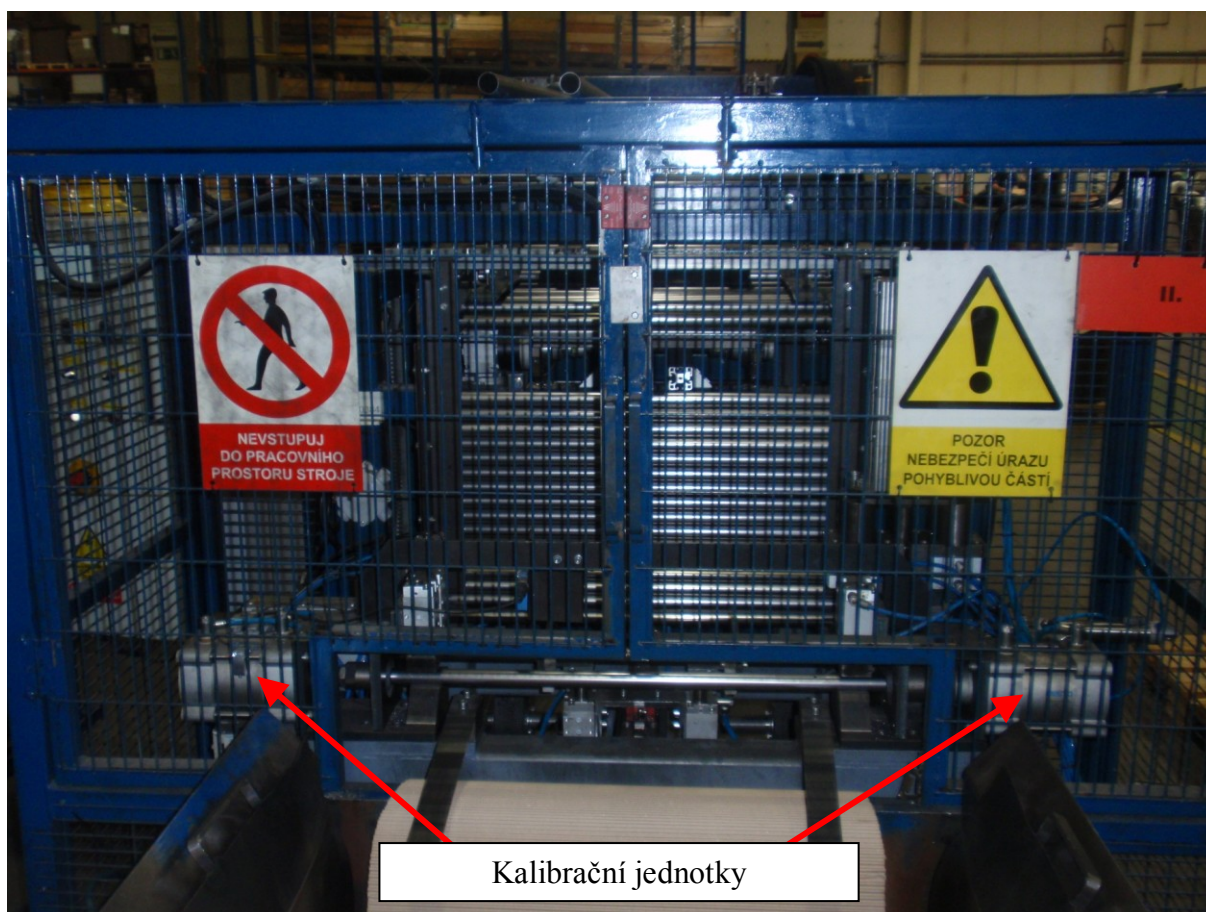
Děrovací jednotka je umístěna v přední části děrovacího a kalibračního centra ANTILOP 2,3 (viz obr 4.1). Děrovací jednotka provádějící stříh otvoru (viz příloha A2) je opatřena dvojicí pneumatických válců od firmy FESTO. Pneumatický válec ADVC-63-10-P-A slouží k sevření trubky v děrovací jednotce. na pneumatický válec působí stlačený plyn tlakem 0,6 MPa, válec je tedy schopen vyvinout sílu 1 870 N. Vysvětlení typového značení je uvedeno v příloze B1, technické údaje pneumatického válce jsou popsány v příloze C1. Druhý pneumatický válec ADNH-100-20-A-P-A-4N vyvolává sílu potřebnou k samotnému provedení stříhu. Tento válec rovněž pracuje s tlakem 0,6 MPa a vytváří sílu 18 281 N. Jeho typové označení je vysvětleno v příloze B2 a technické údaje v příloze C2. U obou válců dochází k maximálnímu zdvihu pístnice a jsou tedy opatřeny pouze čidly, které snímají koncové polohy pístnic. Děrovací jednotka je vyobrazena na obrázku 4.2.



Obr. 4.2 – Děrovací jednotka na děrovacím a kalibračním centru ANTILOP 2,3

4.3 Kalibrační jednotka použitá v DKC ANTILOP 2,3

Umístění kalibrační jednotky na děrovacím a kalibračním centru je zřejmé z obr. 4.1. DKC ANTILOP 2,3 je opatřeno dvojicí kalibračních jednotek (viz příloha A3), které umožňují kalibraci obou konců trubky najednou. Tato kalibrační jednotka je opatřena pneumatickým válcem DFM-20-50-P-A-GF, tento válec slouží k vysunutí kalibračního trnu. Kalibrační jednotky jsou zobrazeny na obrázku 4.3. Typové označení pneumatických válců je vysvětleno v příloze B3 a technické údaje v příloze C3.



Obr. 4.2 – Kalibrační jednotky na děrovacím a kalibračním centru ANTILOP 2,3

5 Jednoúčelové zařízení pro ohýbání v KOVONA SYSTEM, a. s.

Jednoúčelové zařízení vyrábějící součásti pomocí ohýbání představuje jednotka BRÖR. Tato jednotka zajišťuje výrobu háčků, které slouží k navěšení výrobků na dopravník při průchodu práškovou lakovnou. Jako polotovár k výrobě háčku je použit drát o průměru 1,8 mm, který je vyroben z materiálu EN 10 270-1, jehož vlastnosti jsou popsány v tabulkách 5.1 a 5.2. Výkres háčku je zobrazen v příloze A4.

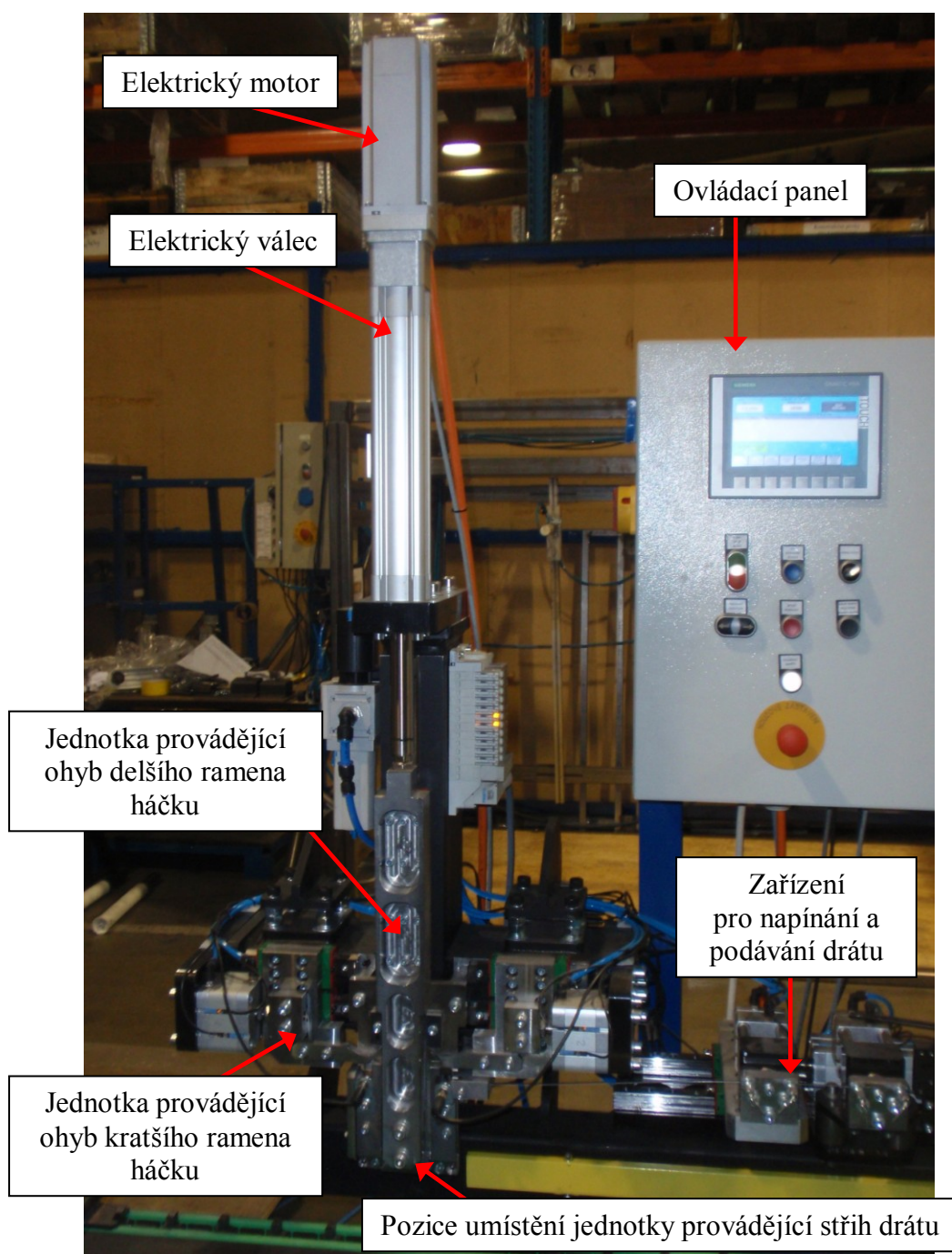
Tab. 5.1 – Chemické složení materiálu EN 10 270-1 [11]

Označení oceli	Hmotnostní podíl v %						
Značka	C max.	Si max.	Mn max.	P max.	S max.	Cr	Ni
EN 10 270-1	0,15	1,00	2,00	0,045	0,030	17,00 ÷ 19,00	8,00 ÷ 10,00

Tab. 5.2 – Mechanické vlastnosti materiálu EN 10 270-1 [11]

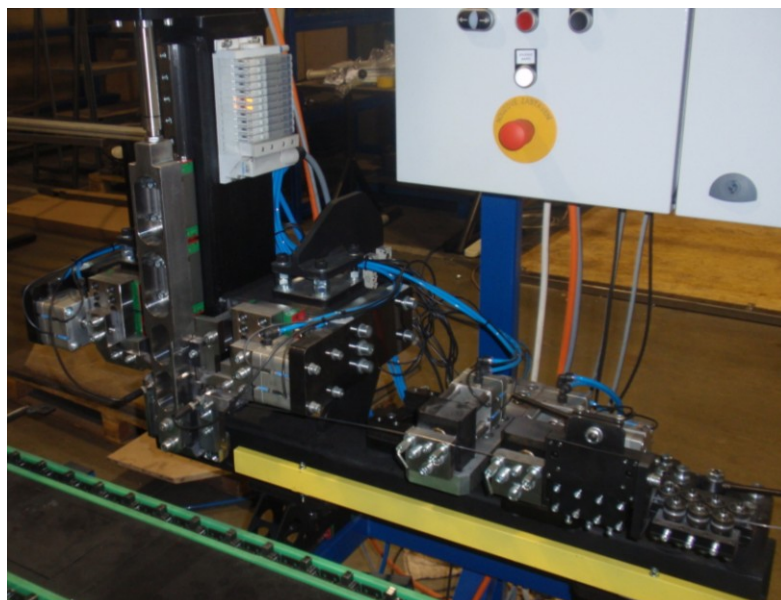
Označení oceli	Průměr d [mm]	Mez pevnosti v tahu R_m [MPa]
Značka		
EN 10 270-1	1,8	1800 až 2200

Jednoúčelové zařízení BRÖR se skládá z jednotky pro napínání a posuv drátu, jednotky provádějící stříhání drátu a dále ze dvou mechanismů, které provádějí ohyb háčku. na ohýbacím jednoúčelovém zařízení je rozmístěno celkem šest pneumatických válců a jeden elektrický válec. Rozmístění jednotlivých mechanismů je vyobrazeno na obrázku 5.1.



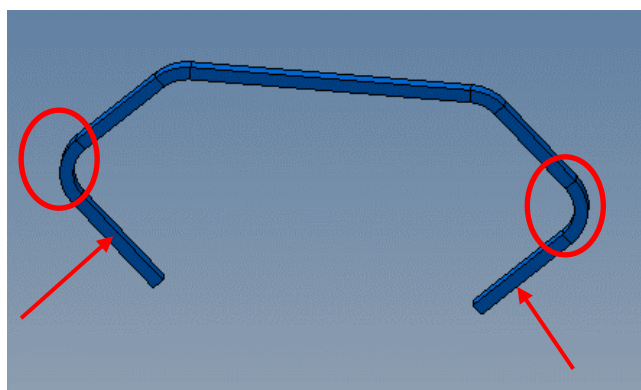
Obr. 5.1 – Popis jednoúčelového zařízení BRÖR

Zařízení sloužící k napínání drátu a podávání drátu je zachyceno na obrázku 5.2.

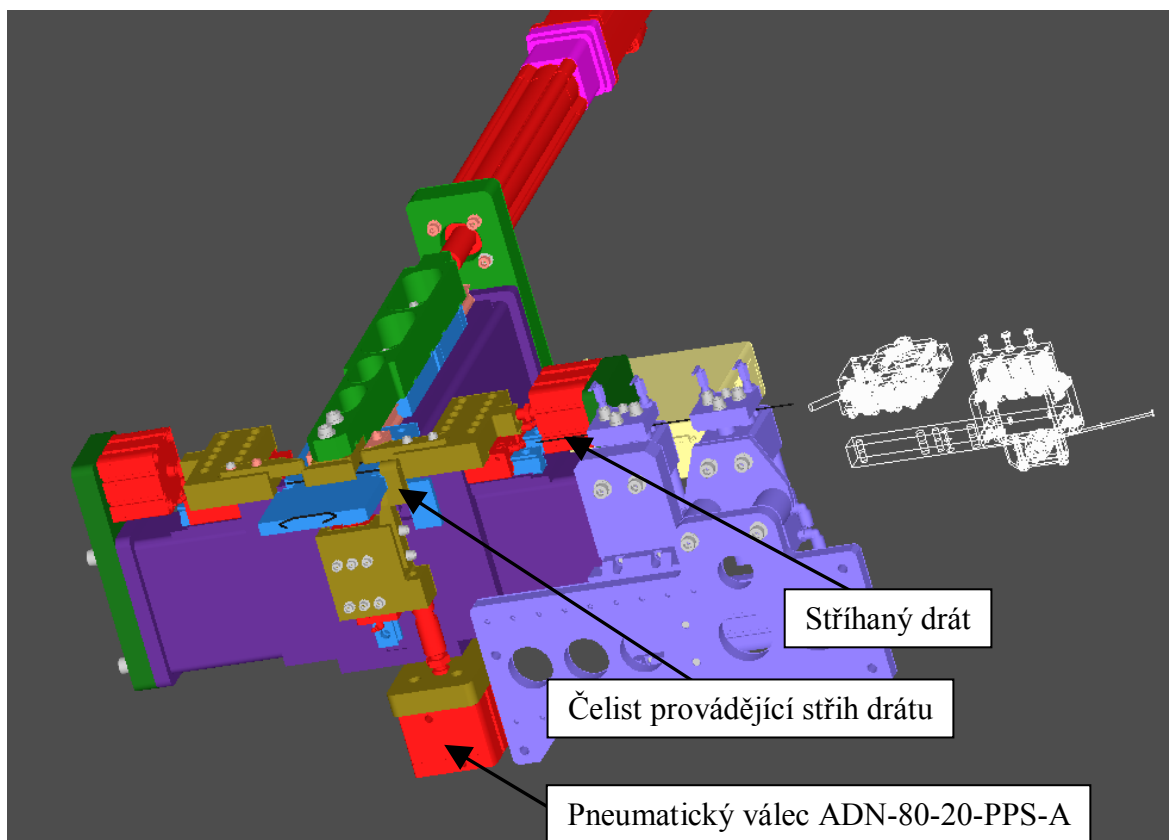


Obr. 5.2 – Mechanismus pro napnutí a podávání drátu na stroji BRÖR

Střih drátu je proveden pomocí pneumatického válce ADN-80-20-PPS-A, tento válec při tlaku 0,6 MPa vyvine sílu 3 016 N, zdvih potřebný pro provedení střihu činní 5 mm. Tento mechanismus pro střih je umístěn na spodní straně jednoúčelového zařízení BRÖR. Mechanismus provádějící střih je znázorněn na obrázku 5.4. Dále je jednoúčelový stroj BRÖR opatřen dvojicí pneumatických válců ADN-63-16-A-P-A, které při tlaku 0,6 MPa vyvinou sílu 1 870 N. Tyto válce provádí ohyb kratších ramen (viz obr. 5.3). Typové označení pneumatických válců řady ADN je vysvětleno v příloze B4 a technické údaje v příloze C4

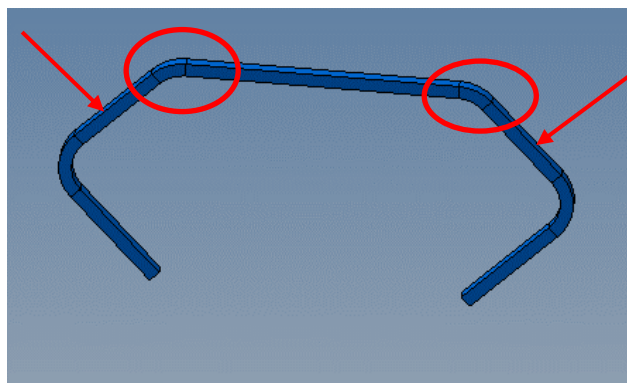


Obr. 5.3 – Ohyby prováděné pneumatickými válci ADN-63-16-A-P-A

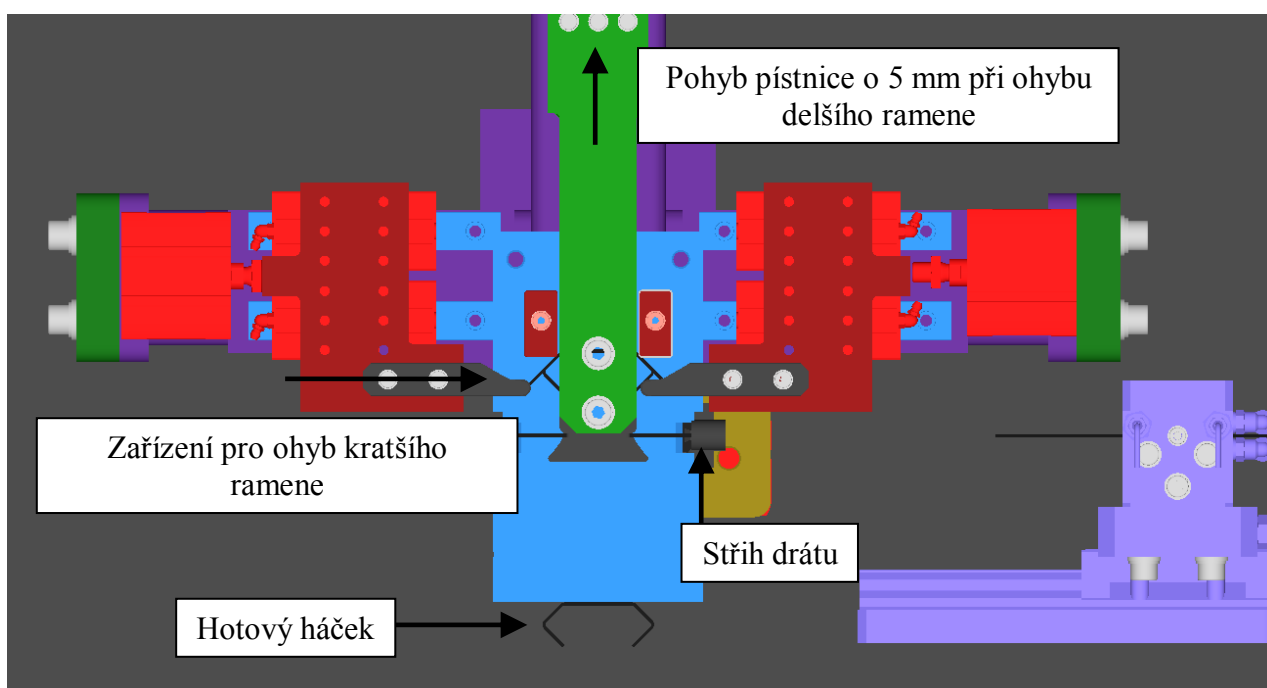


Obr. 5.4 – Umístění mechanismu provádějícího stříh na zařízení BRÖR

K provedení ohybu háčku u základny (viz obr. 5.5) je využito elektrického válce ESBF-BS-50-200-5P. Typové označení elektrického válce ESBF je vysvětleno v příloze B5 a technické údaje v příloze C5. Tento elektrický válec je připojen na elektrický motor EMME-AS-80-S-LS. Typové označení elektrického motoru EMME je vysvětleno v příloze B6 a technické údaje v příloze C6. Použitý elektrický válec je schopen vyvinout sílu 12 000 N. Ve chvíli, kdy dochází k podání dalšího drátu do ohýbacího mechanismu, je pístnice elektrického válce vysunuta o 50 mm. Při zasunutí pístnice do nulové pozice dojde k ohybu znázorněném na obrázku 5.5, následně je proveden ohyb kratších ramen (obr 5.3). Poté je pístnice elektrického válce vysunuta o 150 mm, v této poloze dojde k vypadnutí ohnutého háčku ze stroje a pístnice je zasunuta o 100 mm do výchozí pozice a jednotka je připravena k nasunutí dalšího polotovaru k provedení ohybu. Znázornění celého ohýbacího mechanismu je na obrázku 5.6. Elektrický válec je zde použit z důvodu lepšího řízení poloh vysunutí pístnice oproti pneumatickým a hydraulickým válcům. Celý proces ohybu je proveden v taktu 2 sekundy.



Obr. 5.5 – Ohyby, které provádí elektrický válec ESBF-BS-50-200-5P



Obr. 5.6 – Provedení ohybu na jednoúčelovém zařízení BRÖR

6 Analýza mezi použití zdrojů tvářecí síly

Prvním bodem při stanovení vhodného zdroje tvářecí síly je stanovení potřebné tvářecí síly. Tvářecí sílu stanovíme výpočtem dle dané tvářecí operace (stříhání, ohýbání atd.). Stanovenou tvářecí sílu je vhodné zvětšit o 10 až 20 % jako rezervu například z důvodu:

- netěsnosti soustavy při použití pneumatických nebo hydraulických pohonů,
- kolísání výkonu elektromotoru,
- pro eliminování drobných odchylek meze pevnosti dodávaného polotovaru.

Jestliže je známo, jaká síla je zapotřebí pro provedení tvářecí operace, lze dle této hodnoty zvolit vhodný zdroj tvářecí síly. pro stanovení nejvhodnějšího zdroje tvářecí síly byla provedena analýza možných pohonů jednoúčelových strojů.

6.1 Použitelnost pneumatických pohonů

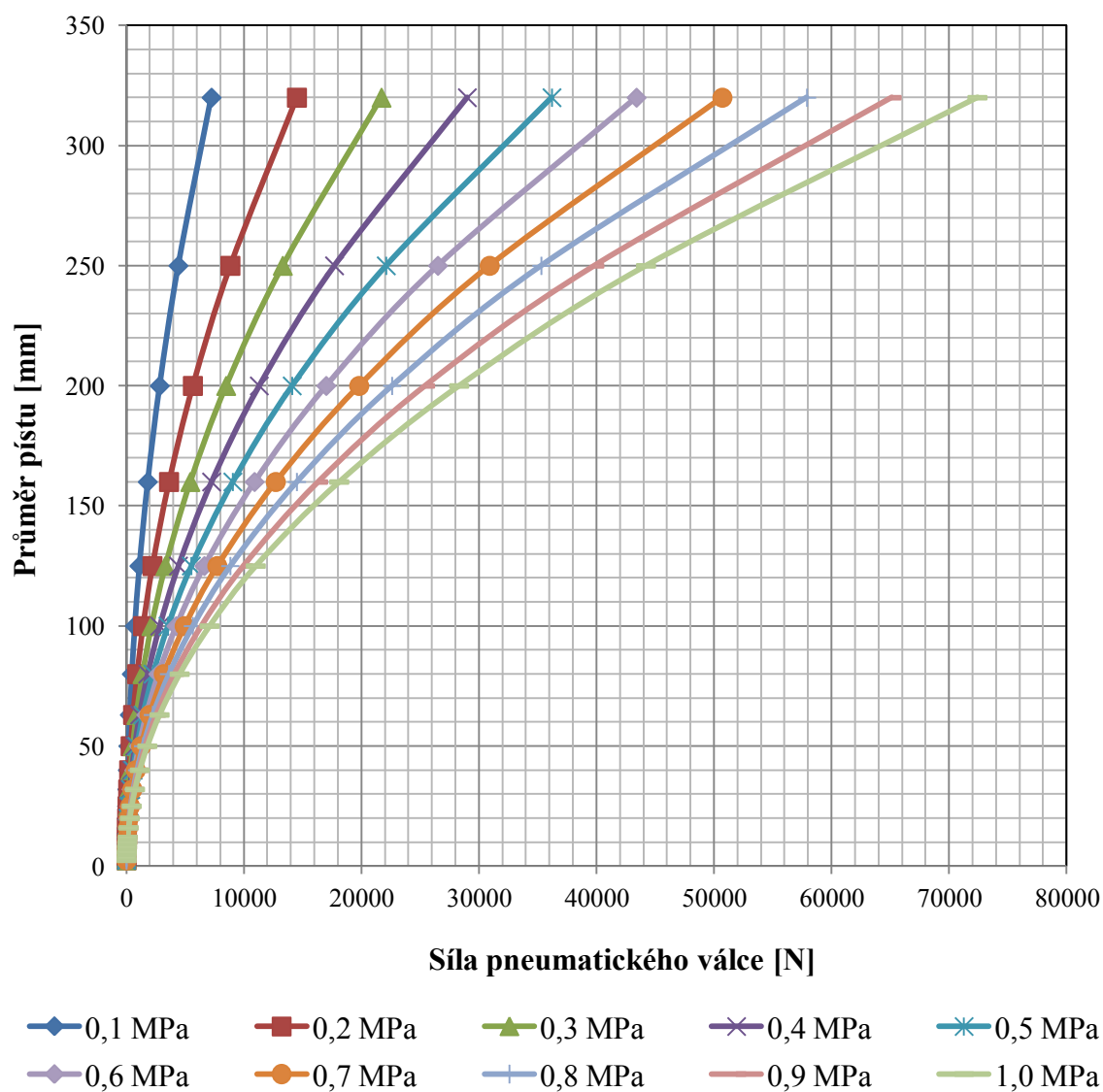
Síla, kterou je schopen vyvinout pneumatický pohon závisí na průměru pístu a na tlaku stlačeného plynu působícího na píst. Byl tedy proveden výpočet sil, které je schopný pneumatický válec vyvinout s použitím provozních tlaků, jež uvádí výrobci, a to 0,1 MPa až 1,0 MPa a průměrem pístu (0–320) mm. Síla byla vypočtena dle vzorce:

$$F_{\text{pneu}} = p_{\text{pneu}} \cdot \frac{d^2 \cdot \pi}{4} - F_{\text{tření}} \quad (6.1)$$

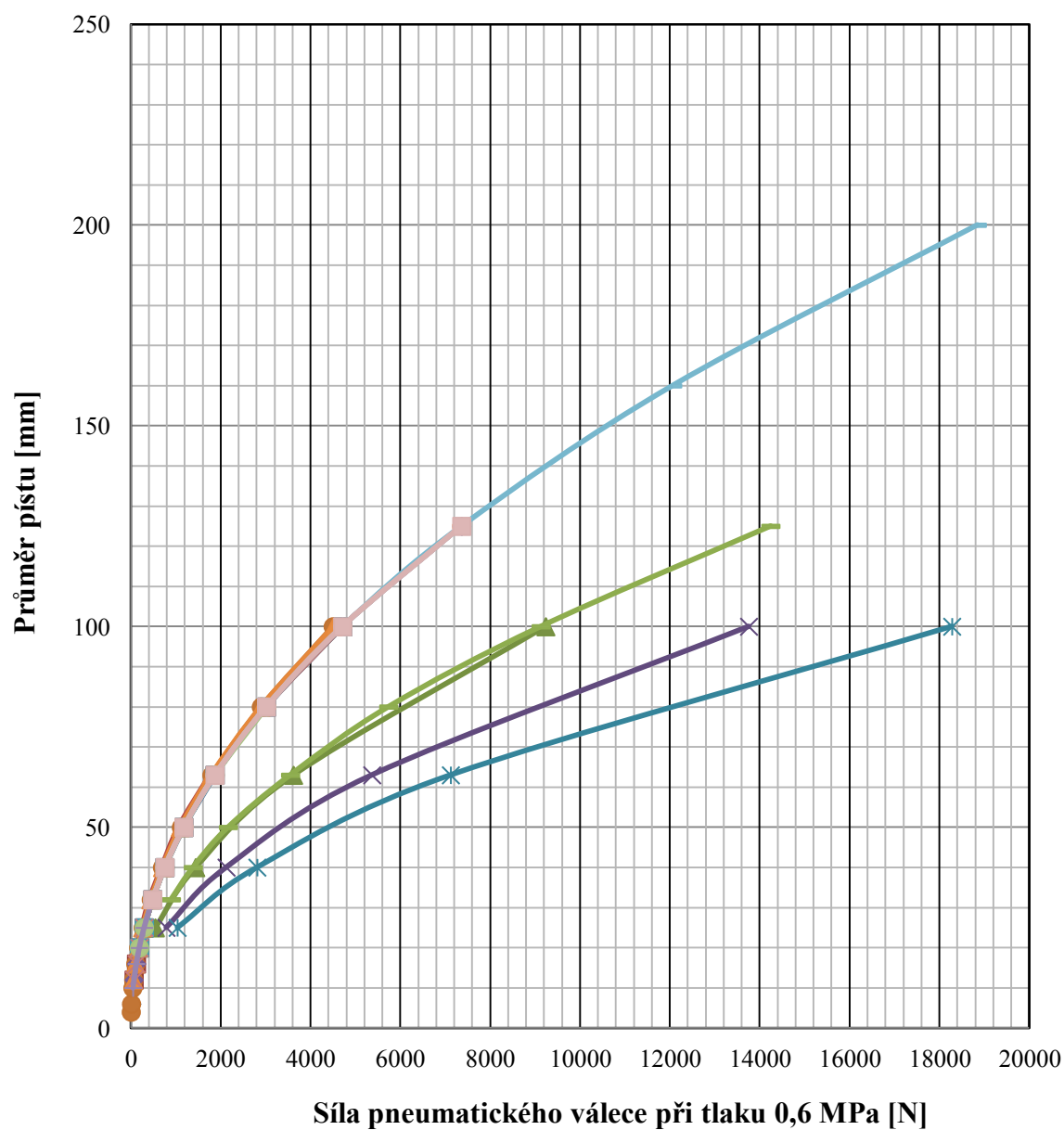
kde jsou:

F_{pneu}	síla pneumatického válce	[N],
p_{pneu}	provozní tlak plynového válce	[MPa],
d	průměr pístu	[mm],
$F_{\text{tření}}$	třecí síla, která je rovna 10 % síly pneumatického válce	[N] [12].

Výsledky jsou zobrazeny v grafu na obrázku 6.1, kde lze pro potřebnou tvářecí sílu odečíst potřebný provozní tlak a průměr pístu. z grafu lze také odvodit závěr, že pneumatické válce při maximálním provozním tlaku 1 MPa a maximálním průměru pístu 320 mm, jsou schopny vyvinout maximální sílu 72 400 N. Tato síla je však spíše teoretická, jelikož většina výrobců pneumatických válců uvádí jako doporučený provozní tlak 0,6 MPa a maximální průměr dosahuje hodnoty 200 mm. Z tohoto faktu vyplývá, že pro praktické použití jsou pneumatické válce schopny dosáhnout efektivní síly 17 000 N. pro potvrzení této skutečnosti byla provedena analýza 20 pneumatických válců zavedených na trhu. Tato data jsou prezentována v grafu na obrázku 6.2. Data v grafu potvrzují fakt, že pneumatické válce běžně prodávané na trhu jsou schopny při tlaku 0,6 MPa vyvinout sílu maximálně 18 840 N. Jestliže hodnota tvářecí síly přesáhne 18 000 N, není již vhodné použít pneumatické pohony.



Obr. 6.1 – Závislosti síly pneumatického válce na průměru jeho pístu
při tlaku 0,1 MPa až 1,0 MPa

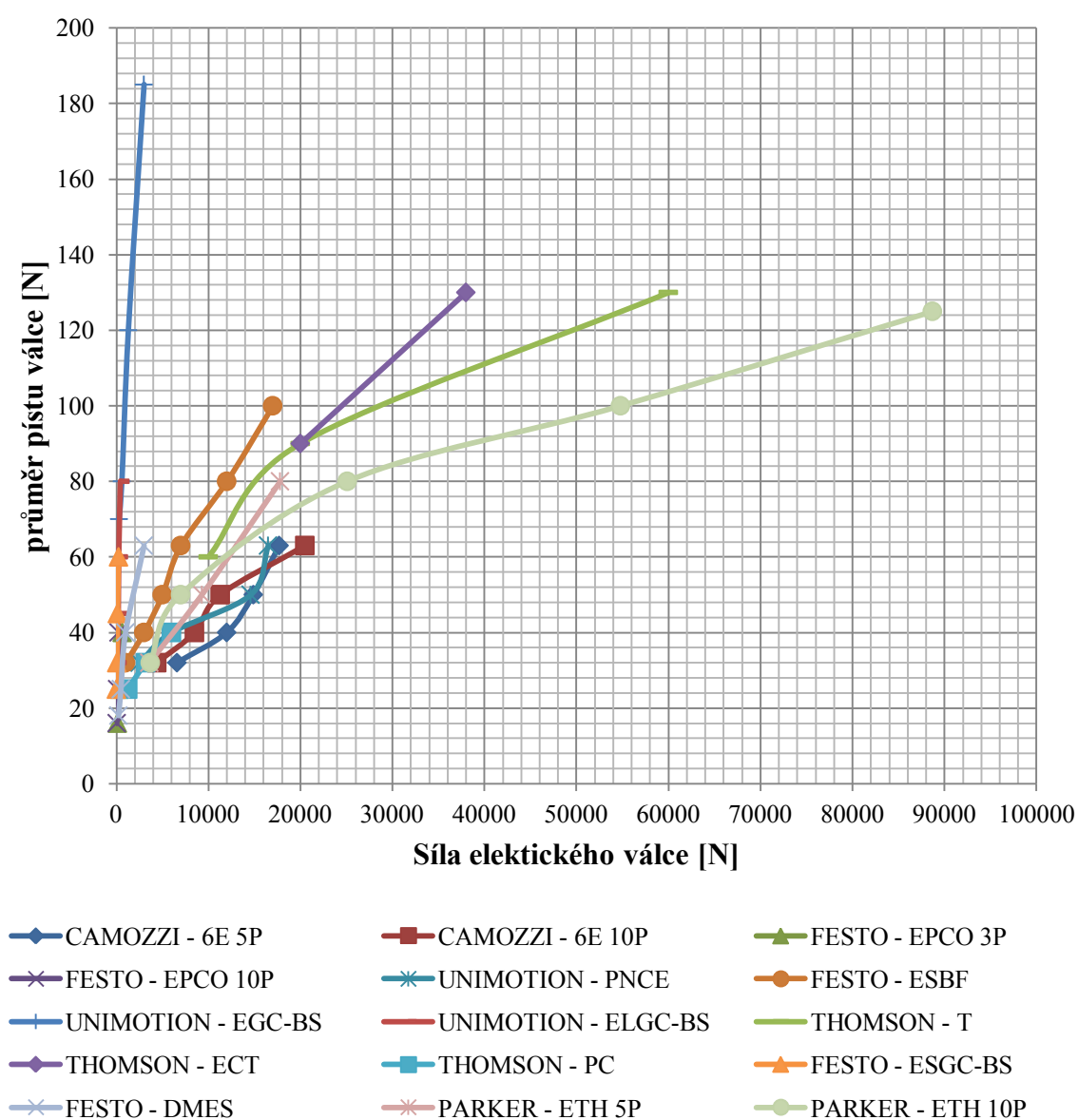


- | | |
|---------------------------------------|--|
| —◆— FESTO - ADVC | —■— FESTO - DFM |
| —▲— FESTO - ADNH (dva písty) | —×— FESTO - ADNH (tři písty) |
| —*— FESTO - ADNH (čtyři písty) | —●— FESTO - AEVC |
| —+— FESTO - DFM-B (jemné seřízení AJ) | —■— FESTO - DFM-B (jemné seřízení AJ+EJ) |
| —■— FESTO - DNCT | —◆— FESTO - ADN |
| —■— FESTO - ADN-KP | —▲— FESTO - AEN |
| —×— FESTO - ADNP | —*— FESTO - ADNGF |
| —●— FESTO - CDC | —+— FESTO - DMM |
| —■— HENNLICH - KD | —■— HENNLICH - KL |
| —◆— PARKER - P1D | —■— PARKER - PK1 |

Obr 6.2 – Závislosti síly pneumatického válce při tlaku 0,6 MPa na průměru jeho pístu u běžně používaných pneumatických válců

6.2 Použitelnost elektrických pohonů

Pro posouzení, kdy je ještě výhodné použít k pohonu jednoúčelových tvářecích strojů elektrické válce, bylo provedeno zhodnocení patnácti běžně na trhu zavedených elektrických válců od 5 různých výrobců. Na obrázku 6.3 je znázorněna závislost průměru pístu a síly, kterou jsou porovnávané elektrické válce schopny vyvinout. Z grafu je patrné, že většina elektrických válců vyvine sílu do 20 000 N. Na trhu jsou však i elektrické válce schopné efektivní síly 90 000 N. Lze tedy konstatovat, že elektrické válce již nelze použít tam, kde tvářecí síla přesáhne hodnotu 90 000 N.



Obr 6.3 – Závislosti síly elektrického válce na průměru jeho pístu
u běžně používaných elektrických válců

6.3 Použitelnost hydraulických pohonů

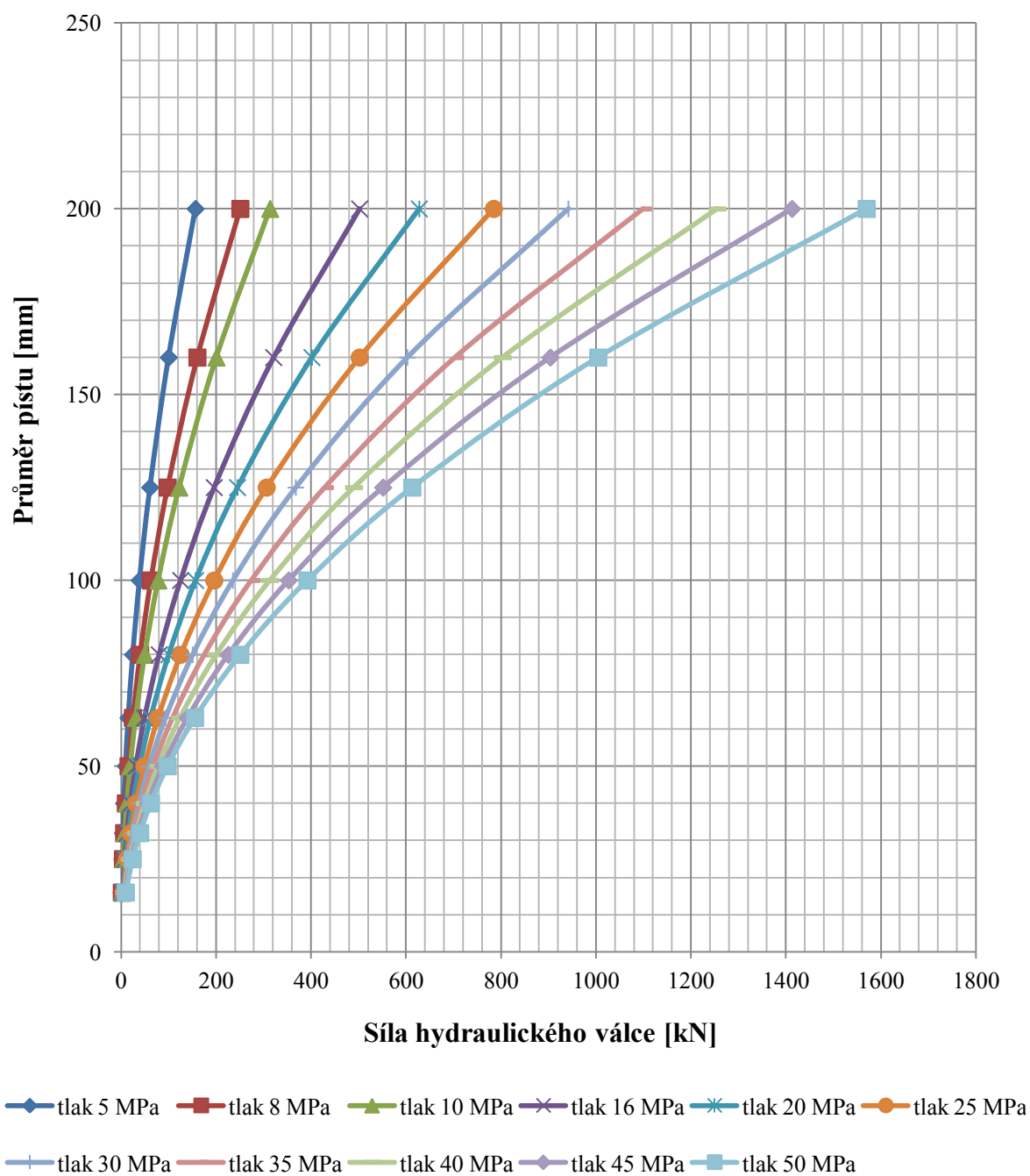
Při zhodnocení použitelnosti hydraulických válců byl proveden výpočet teoretické síly, kterou lze dosáhnout pomocí hydraulického válce. Výpočet byl proveden dle vztahu:

$$F_{\text{hyd}} = \frac{d^2 \cdot \pi}{4} \cdot p_{\text{hyd}} \quad (6.2)$$

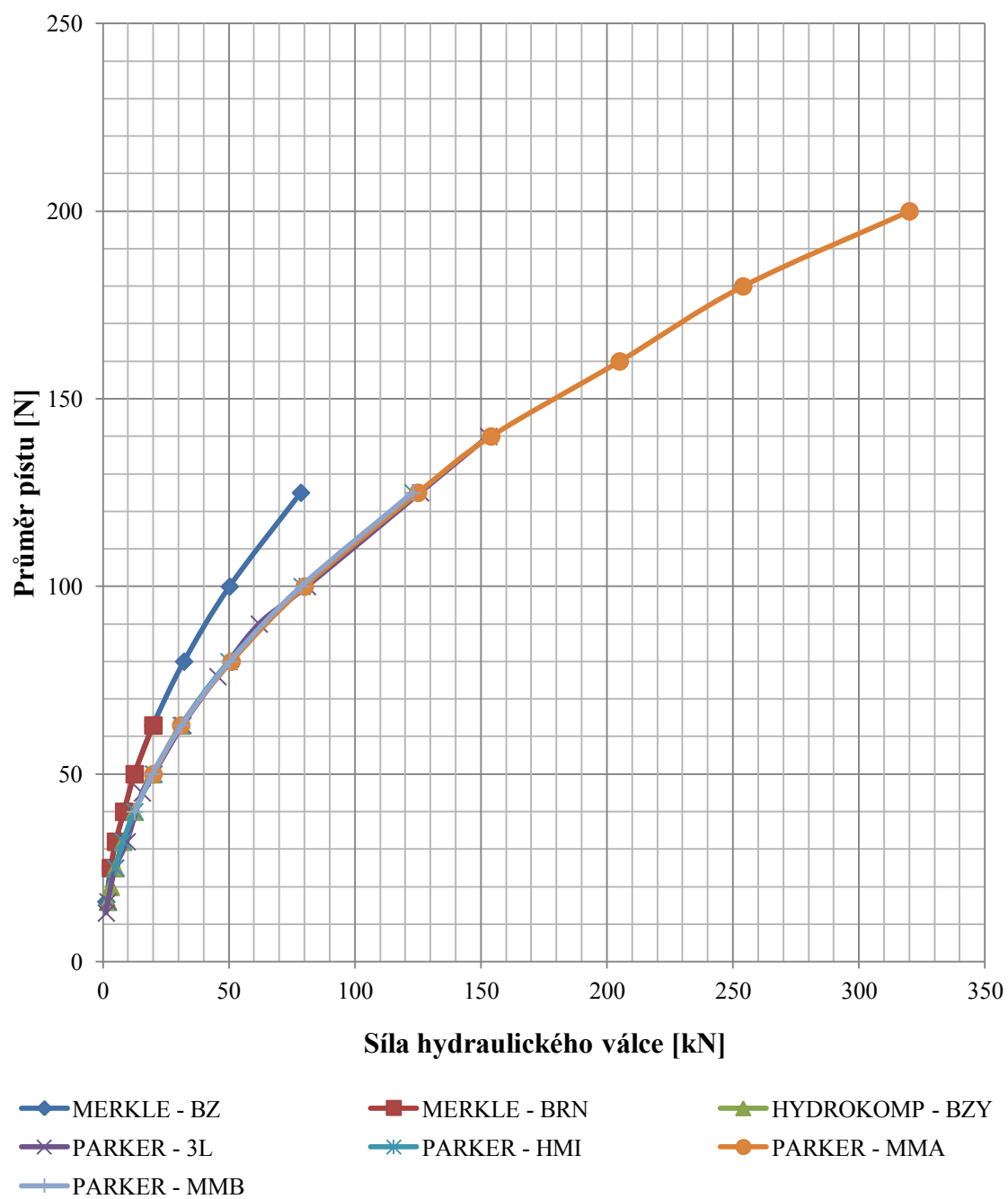
kde jsou:

F_{hyd}	síla hydraulického válce	[N],
p_{hyd}	provozní tlak hydraulického válce	[MPa],
d	průměr pístu	[mm] [6].

Do výpočtu byly použity průměry pístů běžně zavedených typů na trhu. Rovněž provozní tlak byl volen v rozmezí, jež uvádí výrobci. Výsledky jsou zobrazeny v grafu na obrázku 6.4. z grafu je patrné, že hydraulické pohony jsou teoreticky schopny vyprodukovat sílu až 1 500 kN. Tato síla je pouze teoretická, pro praktické použití byla provedena analýza hydraulických pohonů, které jsou běžně k dostání. Výsledky jsou shrnuty na obr. 6.5. Srovnáno bylo 7 typů hydraulických válců od 3 dodavatelů, byl použit nejběžnější provozní tlak, který výrobci uvádí, a to 10 MPa. Všechny typy hydraulických válců vykazují stejný průběh zvyšování síly s narůstajícím průměrem pístu. Analyzované válce jsou při průměru pístu 200 mm a tlaku 10 MPa schopny dosáhnout efektivní síly až 320 kN. Tento výsledek odpovídá vypočteným hodnotám teoretické síly hydraulických válců (viz obr. 6.4), kde při stejných parametrech (průměr pístu 200 mm, tlak 10 MPa) dosáhla síla hydraulického válce velikosti 314 kN. Lze tedy konstatovat, že hydraulické válce lze použít až do hodnoty 314 000 N při nejobvyklejším tlaku, který uvádí výrobce. Při použití maximálního tlaku, při kterém, dle výrobců, jsou hydraulické válce schopny pracovat, můžeme dosáhnout efektivní síly až 1 570 kN.



Obr 6.4 – Závislosti síly hydraulického válce na průměru jeho pístu
při tlaku 5 MPa až 50 MPa



Obr. 6.5 – Závislosti síly hydraulického válce při tlaku 10 MPa na průměru jeho pístu u běžně používaných hydraulických válců

7 Návrh metodiky stanovení vhodného zdroje tvářecí síly

Prvním bodem metodiky stanovení vhodného zdroje tvářecí síly je výpočet tvářecí síly. Dle velikosti tvářecí síly určíme zdroj tvářecí síly, který je schopen takovou sílu vyvinout (viz kapitola 6). Jestliže požadovanou tvářecí sílu je schopno vyprodukovat více druhů pohonů, musíme rozhodnout o nejvhodnějším pohonu na základě dalších kritérií.

Druhým bodem by mělo být ekonomické zhodnocení. Jedná se zejména o analýzu pořizovacích nákladů na jednotlivé komponenty. Dále náklady na provozní médium. Spotřebu energie (stlačeného vzduchu) na jeden cyklus ve většině případů uvádí výrobce v katalogových listech. Je však potřeba zhodnotit kolik cyklů bude provedeno za směnu, v kolika směnném režimu bude stroj pracovat. Rovněž pořizovací náklady na provozní média se mohou v jednotlivých provozech lišit, tento fakt je nutné započítat do výpočtu energetické náročnosti jednoúčelového stroje. Výsledek by měl ukazovat energetickou náročnost stroje za rok. v neposlední řadě musí být posouzeno, kolik pracovníků bude zařízení obsluhovat a do nákladů je nutno započíst finanční prostředky na mzdu obsluhy stroje.

Třetím bodem metodiky je posouzení výhod a nevýhod (viz kapitola 2) jednotlivých pohonů pro daný jednoúčelový stroj, tedy je-li vůbec možné vybraný druh pohonu zavést do daného provozu. Například: hydraulický pohon nelze zavést tam, kde by únik hydraulické kapaliny znehodnotil stroj i výrobek (výroba potravin, stroje těsně před automatickým procesem lakování). Konstruktor by se zde měl snažit využít v maximální míře výhod jednotlivých pohonů. Například: má-li požadavek na zastavení pístnice v několika přesně stanovených polohách, je velice výhodné a ekonomicky nenáročné použít elektrický pohon, který je jednoduše říditelný, místo zavedení hydraulického pohonu, kde by musel navrhnout složitou soustavu ventilů a rozvodů hydraulické kapaliny, což by velice prodražilo výrobu jednoúčelového stroje.

Čtvrtým bodem je výběr dodavatelů pohonu. Zde je výhodné zvolit dodavatele, který již do podniku dodával pohony v minulosti. v ideálním případě je použití pohonů od jednoho dodavatele, výrobce v celé firmě. Tím se sníží množství náhradních dílů, které je nutno mít v podniku na skladě pro případ poruchy. Zjednoduší a zlevní se náklady na školení zaměstnanců, jelikož se proškolí pouze na jeden typ konstrukčního řešení pohonů. v mnoha případech je možné s dodavateli a výrobcí pohonů dohodnout slevy, vzhledem k větším objemům dodávek komponentů a dalšího servisu, který dodavatelé nabízí.

8 Využití navržené metodiky při zhodnocení děrovacího a kalibračního centra ANTILOP 2,3

Jako první krok při zhodnocení současné technologie je nutné vypočíst sílu potřebnou k provedení daného stříhu. v našem případě se jedná o stříh otvoru Ø 4,5 mm. Trubka, do které je provedeno vystřížení otvoru, má tloušťku 1 mm a je vyrobena z materiálu E220.

Střížná síla je po celou dobu střížného procesu závislá na dvou proměnných veličinách: střížné ploše a pevnosti ve stříhu.

Maximální střížnou sílu F_s lze tedy vypočítat dle vztahu:

$$F_s = S \cdot R_{ms} \cdot k \quad (8.1)$$

$$F_s = O \cdot S \cdot 0,8 \cdot R_m \cdot k$$

$$F_s = (\pi \cdot 4,5 \cdot 1) \cdot (0,8 \cdot 310) \cdot 1,5 = 5259,01 \text{ N}$$

kde jsou:

F_s	maximální střížná síla	[N],
S	střížná plocha	[mm ²],
k	součinitel zahrnující vlivy zvyšující střížnou sílu (otupení řezných hran, vliv seřízení nástroje, zvětšení mezery mezi noži opotrebováním, bývá v rozmezí 1,25 až 1,5)	[-]
R_{ms}	pevnost materiálu ve stříhu	[MPa],
O	délka stříhu	[mm],
s	tloušťka stříhaného materiálu	[mm],
R_m	mez pevnosti v tahu	[MPa] [13].

Při výpočtu síly potřebné k provedení stříhu byl použit koeficient $k = 1,5$. Použití tohoto koeficientu nám zahrnuje do velikosti střížné síly vlivy, které zvyšují střížnou sílu (otupení řezných hran střížných nástrojů, vliv seřízení nástroje, zvětšení střížné vůle apod.), a je tedy dosaženo maximální hodnoty střížné síly. Vypočtená střížná síla pro daný stříh dosahuje hodnoty 5 259 N. Je připočteno 20 %, jako rezerva pro případ netěsnosti soustavy. Potřebná střížná síla pro daný stříh je 6 311 N. Síla potřebná pro daný stříh je vyvozena

pomocí pneumatického válce ADN-100-20-A-P-A-4N od firmy FESTO. Jak je patrné z přílohy C2 je schopen tento válec při tlaku stlačeného vzduchu 0,6 MPa vyvinout sílu 18 281 N. Je tedy zřejmé, že pneumatický válec, který je v současné době použit v děrovací jednotce děrovacího a kalibračního centra ANTILOP 2,3 je schopen vyvinout sílu, která je zhruba 3 krát větší, než je síla potřebná pro provedení daného stříhu. Pohon je schopen zajistit sílu pro daný stříh, je však značně předimenzován. Jako řešení je navrženo použít stejný typ pneumatického válce s menším průměrem pístu, a to konkrétně ADN-63-20-A-P-A-4N. Jelikož se jedná o stejný typ válce, nemusí se na děrovacím a kalibračním centru ANTILOP 2,3 měnit upnutí válce. I připojení stlačeného vzduchu je totožné. Při použití stejného tlaku 0,6 MPa je nově navržený válec schopen vyvinout sílu 7 120 N. Síla 7 120 N je dostatečná k provedení stříhu. Nově navržený pneumatický válec je schopen vyvinout sílu o 809 N větší, než je vypočtená střížná síla. Původní pneumatický válec vytváří sílu o 11 970 N větší, než je potřebná střížná síla. Zavedením nového pneumatického válce došlo ke snížení předimenzování síly pneumatického válce o 11 161 N.

Druhým bodem metodiky je ekonomické zhodnocení. v tomto bodě jsou posouzeny ekonomické aspekty zavedení pohonu jednoúčelového zařízení. Pořizovací náklady na nový pohon nelze posoudit, jelikož dodavatelé, výrobci pohonů neuvádí cenu komponentů. Cenu uvádí až na základě objednávky, podle množství, délky dodací doby a dalších přidružených úkonů k objednavce pohonu (servis, namontování atd.). Při použití nově navrženého pohonu vznikne jisté úspora v množství spotřebovaného stlačeného vzduchu. Děrovací a kalibrační centrum ANTILOP 2,3 pracuje v třísměnném provozu, za rok je na stroji odpracováno 250 směn, počet cyklů za směnu je 30 000. Za rok to tedy činí 22 500 000 cyklů. Cena stlačeného vzduchu za m^3 činí 0,23 Kč. Původní průměr pístu byl 100 mm, zdvih 20 mm a provozní tlak 0,6 MPa. Při těchto parametrech byla spotřeba stlačeného vzduchu na jeden stříh $0,001859885 \text{ m}^3$. Spotřeba stlačeného vzduchu za rok je tedy 41847 m^3 , při ceně 0,23 Kč za m^3 jsou celkové náklady na stlačený vzduch 8 342 Kč. Použije-li se pneumatický píst ADN-63-20-A-P-A-4N, sníží se průměr pístu na 63 mm a spotřeba stlačeného vzduchu tak klesne na $0,000723644 \text{ m}^3$, za rok klesne spotřeba na $16 282 \text{ m}^3$. Náklady na stlačený vzduch tedy budou 3 246 Kč. Zavedením nového pneumatického pístu klesnou náklady na stlačený vzduch o 5 096 Kč za rok. Ve společnosti KOVONA SYSTEM, a. s. jsou použity čtyři děrovací a kalibrační centra, úspora za rok by tedy činila 20 384 Kč.

Třetím bodem metodiky je posouzení výhod pohonu. Je zde potřeba celkem malá tvářecí síla. Pístnice je vysunuta do maximální délky a následně plně zasunuta. Je nepřípustné, aby byl výrobek znečištěn hydraulickou kapalinou. do prostoru, kde je stroj umístěn, je již zaveden centrální rozvod stlačeného vzduchu. pro tyto skutečnosti se jako nejvhodnější jeví použití pneumatického pohonu.

Čtvrtý bod metodiky je posouzení zavedených dodavatelů. U 90 % strojů ve společnosti KOVONA SYSTEM, a. s. jsou použity pohony od společnosti FESTO. Je naprosto správné řešení využít tyto pohony i pro děrovací a kalibrační centrum ANTILOP 2,3.

9 Využití navržené metodiky při zhodnocení jednoúčelového zařízení provádějícího ohyb háčku

Jako první krok při zhodnocení současné technologie je nutné vypočíst sílu potřebnou k provedení daného ohybu. Polotovar háčku je drát čtvercového průřezu, který je vyroben z materiálu EN 10 270-1. Výpočet ohybové síly provedeme dle vzorce:

$$F_o = \frac{b \cdot t^2 \cdot R_m}{2 \cdot \rho} \cdot \tan \frac{\alpha}{2} \quad (9.1)$$

kde jsou:

F_o	maximální ohybová síla	[N],
b	šířka ohýbaného materiálu	[mm],
t	tloušťka ohýbaného materiálu	[mm],
R_m	mez pevnosti v tahu	[MPa],
ρ	poloměr zakřivení neutrální vrstvy	[mm],
α	úhel rozevření ramen ohýbané součásti	[°] [14].

9.1 Zhodnocení současného stavu provádění ohybu delších ramen háčku pomocí stanovené metodiky

Prvním bodem metodiky stanovení vhodného zdroje tvářecí síly je stanovení hodnoty tvářecí síly. Ohybová síla potřebná k provedení ohybu delších ramen (viz obr. 5.5) byla vypočtena na hodnotu 707,46 N, jako rezerva připočteno 20 %. Síla potřebná k provedení ohybu tedy je 848,93 N. Ohyb obou dlouhých ramen je prováděn současně, pohon musí být schopen vyvinout dvojnásobnou ohybovou sílu, a to 1 697,87 N. Tuto sílu jsou schopny vyvinout všechny tři druhy pohonu. Jelikož se jedná o poměrně malou ohybovou sílu, jeví se jako nevhodný hydraulický pohon, protože hydraulické pohony jsou schopny vyvinout mnohem větší síly a použití hydraulického pohonu by bylo značně předimenzované. Dále budeme tedy volit pouze mezi elektrickým a pneumatickým pohonem. v současnosti je použit na daný ohyb elektrický válec ESBF-BS-50-200-5P, který je připojen na elektrický motor EMME-AS-80-S-LS. Tento válec je chopen vyvinout sílu (viz příloha C5) 5 000 N. Je tedy značně předimenzován, jelikož je schopen vyvinout sílu o 3 303 N větší, než je požadovaná tvářecí síla. Při použití elektrického pohonu doporučuji použít elektrický válec ESBF-BS-40-200-5P. Tento válec vytváří sílu pouze 3 000 N, rovněž je schopen vyvinout větší sílu, než je požadovaná tvářecí síla, ale pouze o 1 303 N. Jelikož se jedná o stejný typ válce od stejného výrobce, lze provést jednoduchou výměnu bez nutnosti provést konstrukční změny na jednoúčelovém stroji. Bude-li použit pneumatický válec s provozním tlakem 0,6 MPa, musí mít průměr pístu alespoň 80 mm (viz obr. 6.1).

Druhým bodem metodiky je ekonomické zhodnocení. Obsluhu stroje bude představovat jeden pracovník, ať už bude použit pneumatický nebo elektrický pohon, proto tato položka nemusí být do ekonomického zhodnocení zahrnuta. Cenu jednotlivých komponentů nelze posoudit, jelikož výrobci neuvádějí ceny bez zadání konkrétní objednávky. Rozhodující tedy je ekonomické zhodnocení spojené s provozem. Stroj bude pracovat ve tří směnném provozu, za rok tedy vykoná 250 směn. Za směnu provede 26 000 cyklů, což v součtu znamená 19 500 000 cyklů za rok. Cena jedné kWh pro společnost KOVONA SYSTEM, a. s. činí 1,8 Kč. Bude-li použit elektrický pohon, budou roční náklady na provoz činit 8100 Kč. Jestliže použijeme pneumatický válec, který bude pracovat s provozním tlakem 0,6 MPa a průměr pístu bude 80 mm, při ceně 0,23 Kč za m³ vzduchu, dosáhnou roční náklady na hodnotu 52 997 Kč. Použití elektrického pohonu je jednoznačně ekonomicky výhodnější, při použití elektrického válce činí roční úspora na energiích oproti

pneumatickému pohonu 44 897 Kč. Společnost KOVONA SYSTEM, a. s. používá dvě jednotky k ohybu háčků. Celková úspora za rok na energiích, při použití elektrického válce místo pneumatického válce, činí 89 794 Kč.

Třetím bodem metodiky je posouzení výhod pohonů. Zde se jako ideální řešení nabízí využití elektrického pohonu, protože je nutné řídit vysunutí pístu do přesně určených poloh.

Čtvrtý bod metodiky je zhodnocení současných dodavatelů. U 90 % strojů ve společnosti KOVONA SYSTEM, a. s. jsou použity pohony od společnosti FESTO, je vhodné využít tyto pohony i u jednoúčelového zařízení provádějící ohyb háčku.

9.2 Zhodnocení současného stavu provádění ohybu kratších ramen háčku pomocí stanovené metodiky

Prvním bodem metodiky je stanovení potřebné tvářecí síly. pro ohyb kratších ramen (viz 5.3) byla dle vzorce 9.1 vypočtena tvářecí síla 736,9 N. Připočte-li se 20 % jako rezerva, lze dojít k závěru, že pohon musí být schopen vyvinout sílu minimálně 885 N. Při takto malé síle je nevhodné použít hydraulický pohon, jelikož by tento pohon byl značně předimenzován (viz obr. 6.4 a 6.5). Bude se tedy volit mezi pneumatickým a elektrickým pohonem. Při použití elektrického válce by průměr pístu měl být minimálně 32 mm (viz obr 6.3). Bude-li použit pneumatický válec, měl by mít průměr pístu minimální rozměr 50 mm, je-li použit provozní tlak 0,6 MPa. v současnosti se na ohýbací jednotce kratších ramen háčku používá pneumatický válec ADN-63-16-A-P-A. Tento válec je schopen vyvinout sílu 1870 N (viz příloha C4). Válec vytváří o 985 N větší sílu, než je síla potřebná k provedení ohybu. Bude-li použit stejný typ pneumatického válce s navrhovaným průměrem pístu 50 mm, bude tento válec vytvářet sílu 1 178 N a tato síla bude pouze o 293 N větší, než je potřebná tvářecí síla pro danou operaci.

Druhým bodem metodiky je ekonomické zhodnocení. v tomto bodě bude provedeno porovnání ročních nákladů na provoz pneumatického a elektrického pohonu. Stroj bude pracovat ve třisměnném provozu, za rok tedy vykoná 250 směn. Za směnu provede 26 000 cyklů, což v součtu znamená 19 500 000 cyklů za rok. pro pohon elektrického válce s průměrem pístu 32 mm musí být použit motor s výkonem minimálně 0,1 W. Je-li cena jedné kWh 1,8 Kč, budou roční náklady na provoz činit 1 080 Kč. Bude-li použit pneumatický válec ovládaný tlakem 0,6 MPa s průměrem pístu 50 mm, při ceně 0,23 Kč za m³ vzduchu, dosáhnou roční náklady na provoz pneumatického válce hodnoty 1 603 Kč. Je tedy možné konstatovat, že použití elektrického i pneumatického pohonu z hlediska nákladů na provozní médium je srovnatelné.

Třetí bod metodiky obsahuje zhodnocení výhod a nevýhod pohonů. Zde je požadavek, aby píst byl vysunut do koncové polohy a následně plně zasunut. Pohon bude nucen vyvíjet celkem malou tvářecí sílu. Při zhodnocení výhod jednotlivých pohonů se zde jeví jako nejvhodnější použít pneumatický pohon, protože je nejméně náročný na údržbu. Do prostoru, kde bude umístěn stroj, je již zaveden centrální rozvod stlačeného vzduchu. Není nutno řídit pozici vysunutí pístu pohonu.

Čtvrtým bodem metodiky je posouzení již zavedených dodavatelů. U 90 % strojů ve společnosti KOVONA SYSTEM, a. s. jsou použity pohony od společnosti FESTO. Je tedy vhodné využít tyto pohony i u jednoúčelového zařízení provádějící ohyb háčku.

10 Závěr

Z dosažených výsledků diplomové práce s názvem „*Návrh metodiky stanovení vhodného zdroje tvářecí síly při návrhu nových jednoúčelových zařízení*“ vyplývají tyto závěry:

A) Z analýzy síly, kterou jsou schopny vyvinout jednotlivé pohony (viz 6), vyplývají následující závěry:

Pneumatické pohony jsou schopny při použití maximálního provozního tlaku 1 MPa a maximálního průměru pístu 320 mm vyvinout sílu 72,40 kN (viz obr 6.1). Tato hodnota je pouze teoretická. Při analýze běžně prodávaných pneumatických pohonů bylo zjištěno, že pneumatické pohony lze efektivně použít do hodnoty síly 18,84 kN (viz obr. 6.2).

Elektrické pohony lze použít do maximální síly 88 kN. Tuto hodnotu síly je schopno vyvinout jen několik typů elektrických pohonů. Většina elektrických pohonů zavedených na trhu je schopna vyvinout sílu maximálně 60 kN (viz obr. 6.3).

Hydraulické pohony lze použít až do síly 1 570 kN (viz obr. 6.4), při této hodnotě síly pracuje hydraulický pohon s tlakem kapaliny 50 MPa a průměr pístu činí 200 mm. Praktické použití hydraulických pohonů je od 2 kN do 314 kN (viz obr. 6.5).

B) Metodika stanovení vhodného zdroje tvářecí síly má následující body (viz 7):

První bod: volba vhodného druhu pohonu dle velikosti tvářecí síly při dané operaci.

Druhý bod: ekonomické zhodnocení (pořizovací náklady, náklady na provoz, náklady na mzdy zaměstnanců).

Třetí bod: zhodnocení výhod/nevýhod pohonů, rozhodnutí, který druh pohonu lze/nelze zařadit do sestavy jednoúčelového tvářecího zařízení.

Čtvrtý bod: zhodnocení dříve použitých pohonů, využití v maximální míře již použitých pohonů, minimalizování počtu dodavatelů/výrobce pohonů.

C) Použití navržené metodiky pro zhodnocení současného stavu děrování na děrovacím a kalibračním centru ANTILOP 2,3 (viz 8):

Při aplikaci prvního bodu analýzy vhodného zdroje tvářecí síly bylo zjištěno, že tvářecí síla potřebná k provedení stříhu je 6 311 N. Stroj využívá k vyvození síly pneumatický válec ADN-100-20-A-P-A-4N od firmy FESTO, tento válec je schopen vyvinout sílu 18 281 N, pohon vytváří o 11 970 N větší sílu, než je požadováno k provedení stříhu. Jelikož se jedná o již zavedený stroj, není vhodné měnit druh pohonu. Jako řešení je navrženo použití pneumatického válce ADN-63-20-A-P-A-4N od firmy FESTO. Bude-li použit tento pohon, nemusí dojít ke konstrukčním změnám na jednoúčelovém zařízení, jelikož rozměry a upevnění válce zůstanou totožné, pouze se změní průměr pístu. Nově navržený válec vyvine sílu pouze o 809 N větší než je třeba.

Ve druhém bodu metodiky bylo provedeno ekonomické zhodnocení nově navrženého pneumatického válce. Bylo vypočteno, že za rok je na stroji provedeno 22 500 000 cyklů. Při ceně 0,23 Kč za m³ stlačeného vzduchu jsou roční náklady původního pohonu 8 342 Kč, náklady na nově navržený pohon klesnou vlivem snížení průměru pístu na 3 246 Kč za rok. Roční úspora na jednom stroji tak činí 5 096 Kč. Ve společnosti KOVONA SYSTEM, a. s. jsou použity čtyři děrovací a kalibrační centra, úspora za rok tedy bude činit 20 384 Kč.

D) Použití navržené metodiky pro zhodnocení současného stavu ohýbání háčku na jednoúčelovém stroji BRÖR (viz 9):

Ohybová síla potřebná k provedení ohybu delších ramen (viz obr. 5.5) má hodnotu 848,93 N, na stroji je prováděn ohyb obou stran háčku současně, pohon musí být tedy schopen vyvinout dvojnásobnou sílu, než je vypočtená ohybová síla, tzn. 1 697,87 N. Hydraulický pohon je vyloučen vzhledem k nízké tvářecí síle. Bude-li volen pneumatický válec, musí mít průměr pístu minimálně 80 mm (viz obr. 6.1), při tlaku 0,6 MPa. V současnosti je použit na daný ohyb elektrický válec ESBF-BS-50-200-5P, který je připojen na elektrický motor EMME-AS-80-S-LS. Tento válec je schopen vyvinout sílu 5 000 N (viz příloha C5). Je tedy značně předimenzován, jelikož je schopen vyvinout sílu o 3 303 N větší, než je požadovaná tvářecí síla. Při použití elektrického pohonu lze doporučit použít elektrický válec ESBF-BS-40-200-5P, tento válec vytváří sílu pouze 3 000 N, rovněž je schopen vyvinout větší sílu než je požadovaná tvářecí síla, a to o 1 303 N a jelikož se jedná

o stejný typ válce od stejného výrobce, lze provést jednoduchou výměnu bez nutnosti provést konstrukční změny na jednoúčelovém stroji.

Druhým bodem metodiky je ekonomické zhodnocení. Bylo vypočteno, že stroj provede 19 500 000 cyklů za rok. Při použití elektrického válce byly roční náklady na provoz stanoveny na 8 100 Kč. Pokud by byl použit pneumatický válec s parametry shodnými s elektrickým válcem, byly by roční náklady na provoz pneumatického válce 52 997 Kč. Je-li použit elektrický pohon, je roční úspora na provozu 44 897 Kč. KOVONA SYSTEM, a. s. používá dvě jednotky k ohybu háčků, celková úspora za rok na energiích, při použití elektrického válce místo pneumatického válce tak činí 89 794 Kč.

K provedení ohybu kratších ramen háčku (viz obr 5.3) je třeba síla 885 N. Hydraulický pohon je vyloučen vzhledem k nízké tvářecí síle. Při použití elektrického válce by průměr pístu měl být minimálně 32 mm (viz obr. 6.3). Bude-li použit pneumatický válec, měl by mít průměr pístu minimální rozměr 50 mm, je-li použit provozní tlak 0,6 MPa. V současnosti se na ohýbací jednotce kratších ramen háčku používá pneumatický válec ADN-63-16-A-P-A, válec má tedy průměr pístu 63 mm. Tento válec je chopen vyvinout sílu 1 870 N (viz příloha C4). Válec vytváří o 985 N větší sílu, než je síla potřebná k provedení ohybu. Bude-li použit stejný typ pneumatického válce s navrhovaným průměrem pístu 50 mm, bude tento válec vytvářet sílu 1 178 N a tato síla bude pouze o 293 N větší, než je potřebná tvářecí síla pro danou operaci.

Pro potřeby ekonomického zhodnocení bylo vypočteno, že stroj provede 19 500 000 cyklů za rok. Pro pohon elektrického válce s průměrem pístu 32 mm musí být použit motor s výkonem minimálně 0,1 W. Je-li cena jedné kWh 1,8 Kč, budou roční náklady na provoz činit 1 080 Kč. Bude-li použit pneumatický válec ovládaný tlakem 0,6 MPa s průměrem pístu 50 mm, při ceně 0,23 Kč za m³ vzduchu, dosáhnou roční náklady na provoz pneumatického válce hodnoty 1 603 Kč. Lze tedy konstatovat, že použití elektrického i pneumatického pohonu z hlediska nákladů na provozní médium je srovnatelné.

E) Zhodnocení využití metodiky při aplikaci na konkrétní případy ve společnosti KOVONA SYSTEM, a. s.:

Bylo zjištěno, že ve všech příkladech jednoúčelových zařízení ve společnosti KOVONA SYSTEM, a. s., byly zdroje tvářecí síly předimenzovány. Při návrhu nových jednoúčelových zařízení lze doporučit volit pohony, které jsou schopny vyvinout sílu, **kteřá přesahuje tvářecí sílu o co nejmenší hodnotu**. Zabrání se tak předimenzování pohonu a dojde ke snížení nákladů na provoz pohonu (viz 8 a 9). Pro stanovení pohonu s nejvhodnější silou lze využít obr. 6.1 až obr. 6.5.

Při ekonomickém zhodnocení nebyly hodnoceny pořizovací náklady jednotlivých komponentů, jelikož jednotliví výrobci neuvádějí cenu svých produktů. Cena bývá stanovena až na základě konkrétní objednávky.

Z ekonomického hlediska jsou nejnákladnější na provozní médium pneumatické pohony, tento jev se projevil hlavně v případě pohonů s velkým zdvihem pístu. Tato skutečnost je potvrzena v kapitole 9.1, kde při zdvihu pístu 200 mm jsou roční náklady na provoz pneumatického pohonu 52 997 Kč, naopak náklady na roční provoz elektrického pohonu činí pouze 8 100 Kč. Je-li použit elektrický pohon, je roční úspora oproti pneumatickému pohonu 44 897 Kč, při stejné výstupní síle pohonu.

Při volbě vhodného pohonu jednoúčelového zařízení je nejpodstatnější tvářecí síla potřebná pro daný tvářecí proces. Na základě velikosti tvářecí síly lze provést výběr pohonu, který je schopen tuto sílu vyvinout. Následně je třeba posoudit náklady na provoz, náklady na pořízení pohonu a vyhodnotit výhody a nevýhody jednotlivých pohonů (viz 2). Rovněž je vhodné vzít v úvahu, jaké pohony jsou již zavedeny ve výrobě.

Seznam použitých zdrojů

- [1] PÁRAL, Jan. *Zvýšení životnosti střížníků při výrobě ocelových rámů židlí: bakalářská práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra mechanické technologie – 345, 2016, 71 s. Vedoucí bakalářské práce: Čada, R.
- [2] STARK, Roman. *Tvářecí stroje*. 1. vyd. Praha: Nakladatelství ČVUT, 1989. 79 s. (bez ISBN).
- [3] STANĚK, Jiří. *Základy stavby výrobních strojů: tvářecí stroje*. 1. vyd. Plzeň: Západočeská univerzita, 2001. 120 s. ISBN 80-7082-738-6.
- [4] KOBRLÉ, Pavel a PAVELKA, Jiří. *Elektrické pohony a jejich řízení*. 3. přepracované vyd. Praha: Nakladatelství ČVUT, 2016. 199 s. ISBN 978-80-01-06007-0.
- [5] PAVELKA, Jiří. *Elektrické pohony*. 1 vyd. Praha: Nakladatelství ČVUT, 2007. 222 s. ISBN 978-80-01-03588-7.
- [6] RÝC, Zdeněk a Bohuslav PAVLOK. *Hydraulické pohony a jejich regulace*. 1 vyd. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, 1984. 166 s. (bez ISBN).
- [7] KUDRA, Josef. *Hydraulické pohony – Základní kurz učební text*. 1 vyd. Ostrava, 1968. 46 s. (bez ISBN).
- [8] KOPÁČEK, Jaroslav a ŽÁČEK, Miloslav. *Pneumatická zařízení strojů*. 1 vyd. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2003. 94 s. ISBN 80-248-0442-5.
- [9] KOPÁČEK, Jaroslav. *Pneumatické mechanismy*. 2. vyd. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2005. 275 s. ISBN 80-248-0879-X.
- [10] TOTAL MATERIA [online]. 2016 [cit. 2016-02-01]. Dostupné z: <<http://search.totalmateria.com/MaterialDetails/MaterialDetail?vkKey=1402207&keyNum=8872&type=2&hs=0>>.
- [11] MARTIS – pérovna s. r. o. [online]. Praha, 2003 [cit. 2018-04-07]. Dostupné z: http://www.martis.cz/materialy/patent_pevnosti.php.
- [12] FESTO [online]. Praha [cit. 2018-04-07]. Dostupné z: https://www.festo.com/cat/cs_cz/.

- [13] ČADA, Radek. *Technologie tváření, slévání a svařování: stříhání a tažení plechu, objemové tváření zastudena: (návodů do cvičení)*. 1. vyd. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2014, 90 s. ISBN 978-80-248-3624-9.
- [14] *Technická univerzita Liberec: Technologie II*. [online]. Liberec [cit. 2018-05-04]. Dostupné z: http://www.ksp.tul.cz/cz/kpt/obsah/vyuka/skripta_tkp/sekce/07.htm
- [15] WICHEREK. *Výkres: LEG (V-1887)*. Český Těšín: KOVONA SYSTEM, a. s., 2010, 1 s
- [16] BIELECKI. *Výkres: Děrovací jednotka (V-4183-2-2-1)*. Český Těšín: KOVONA SYSTEM, a. s., 2011, 1 s
- [17] BIELECKI. *Výkres: Děrovací sestava (V-4183-2-2)*. Český Těšín: KOVONA SYSTEM, a. s., 2011, 1 s
- [18] KLIMEK. *Výkres: Navěšovací háček*. Český Těšín: KOVONA SYSTEM, a. s., 2017, 1 s
- [19] *FESTO* [online]. Praha [cit. 2018-04-07]. Dostupné z: https://www.festo.com/cat/cs_cz/products_ADV_C_AEVC.
- [20] *FESTO* [online]. Praha [cit. 2018-04-07]. Dostupné z: https://www.festo.com/cat/cs_cz/products_ADNH.
- [21] *FESTO* [online]. Praha [cit. 2018-04-07]. Dostupné z: https://www.festo.com/cat/cs_cz/products_DFM_INCH.
- [22] *FESTO* [online]. Praha [cit. 2018-04-07]. Dostupné z: https://www.festo.com/cat/cs_cz/products_ADN.
- [23] *FESTO* [online]. Praha [cit. 2018-04-07]. Dostupné z: https://www.festo.com/cat/cs_cz/products_ESBF.
- [24] *FESTO* [online]. Praha, 2003 [cit. 2018-04-07]. Dostupné z: https://www.festo.com/cat/cs_cz/products_EMME_AS.

Seznam příloh

Příloha A1 – Výkres součástky vyráběné na děrovacím a kalibračním centru ANTILOP 2,3 [15]

Příloha A2 – Výkres děrovací jednotky děrovacího a kalibračního centra ANTILOP 2,3 [16]

Příloha A3 – Výkres kalibrační jednotky děrovacího a kalibračního centra ANTILOP 2,3 [17]

Příloha A4 – Výkres háčku vyráběného na stroji BRÖR [18]

Příloha B1 – Vysvětlení typového značení pneumatického válce ADVC-63-10-P-A [19]

Příloha B2 – Vysvětlení typového značení pneumatického válce ADN-100-20-A-P-A-4N [20]

Příloha B3 – Vysvětlení typového značení pneumatického válce DFM-20-50-P-A-GF [21]

Příloha B4 – Vysvětlení typového značení pneumatického válce ADN-63-16-A-P-A- [22]

Příloha B5 – Vysvětlení typového značení elektrického válce ESBF [23]

Příloha B6 – Vysvětlení typového značení elektrického motoru EMME [24]

Příloha C1 – Technické údaje pneumatického válce ADVC-63-10-P-A [19]

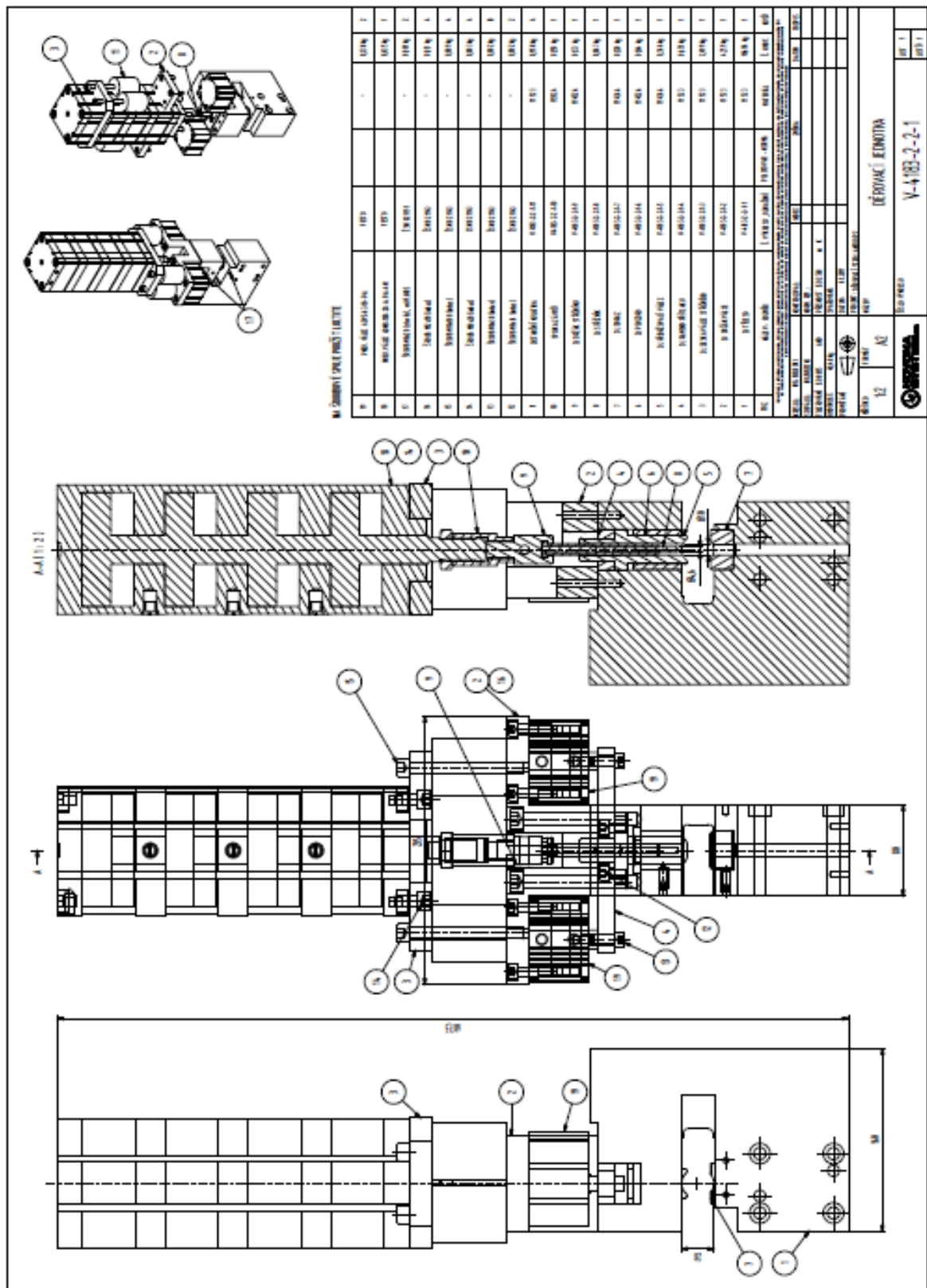
Příloha C2 – Technické údaje pneumatického válce ADN-100-20-A-P-A-4N [20]

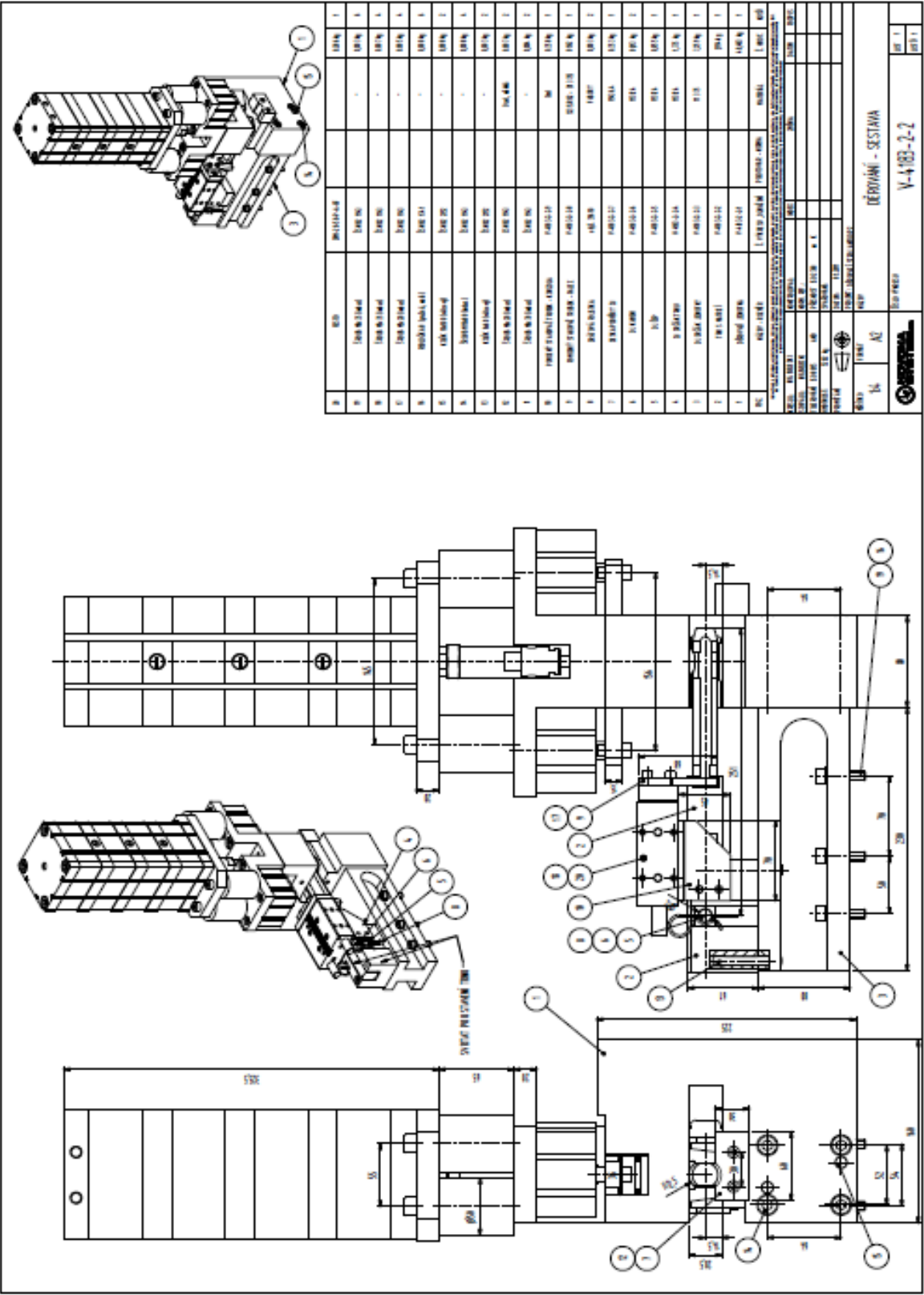
Příloha C3 – Technické údaje pneumatického válce DFM-20-50-P-A-GF [21]

Příloha C4 – Technické údaje pneumatického válce řady ADN [22]

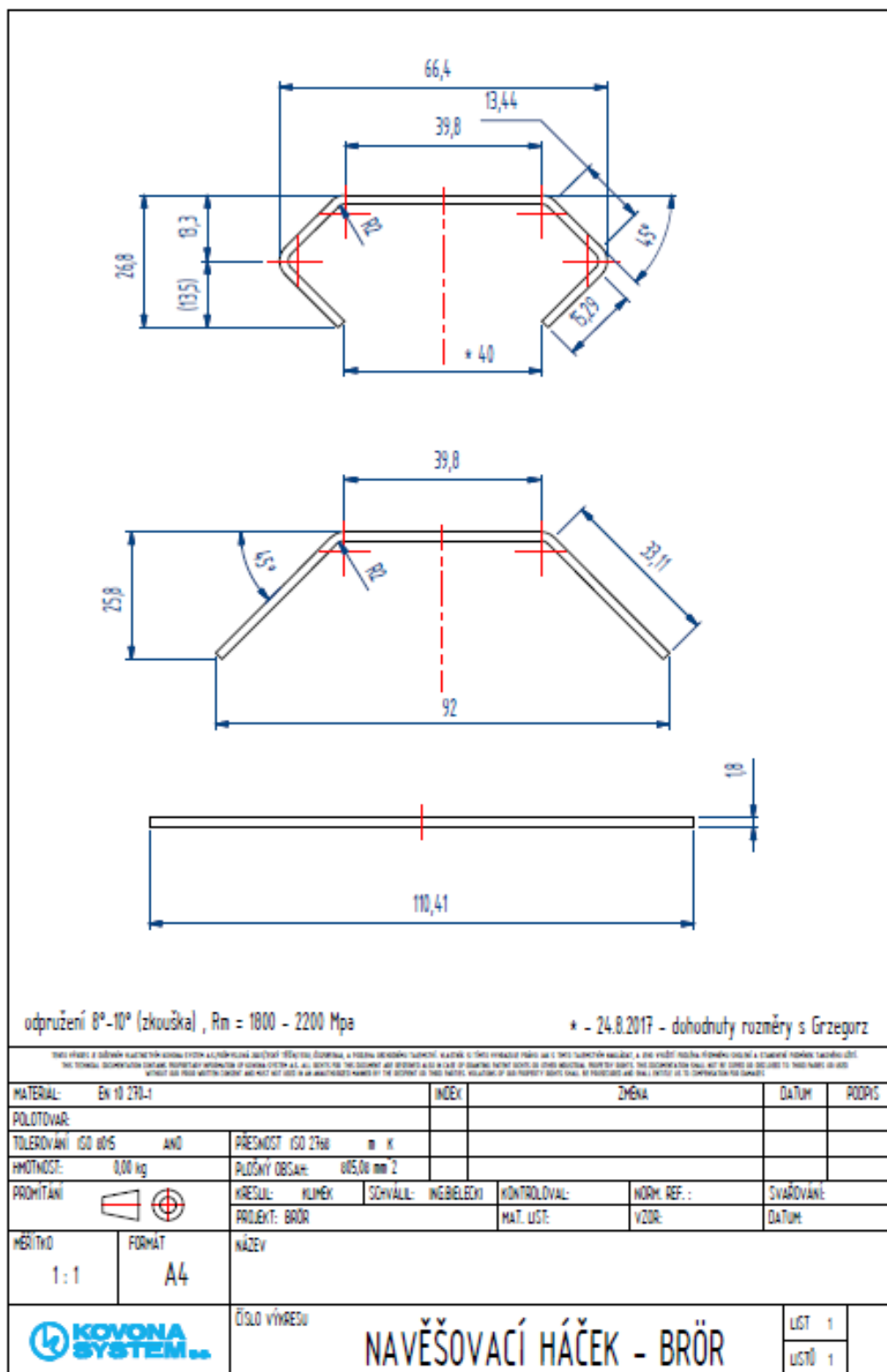
Příloha C5 – Technické údaje elektrického válce ESBF [23]

Příloha C6 – Technické údaje elektromotoru EMME [24]





Příloha A4 – Výkres háčku vyráběného na stroji BRÖR [18]



Příloha B1 – Vysvětlení typového značení pneumatického válce ADVC-63-10-P-A [19]

		ADVC	-	63	-	10	-	A	-	P	-	A											
Typ																							
ADVC	Dvojčinný válec s krátkým zdvihem																						
AEVC	Jednočinný válec s krátkým zdvihem																						
Ø Pístu [mm]																							
Zdvih [mm]																							
Závit na pístnici																							
A	Vnější závit																						
I	Vnitřní závit																						
	Bez závitů																						
Tlumení																							
P	Pružné dorazy na obou stranách																						
Snímání polohy																							
A	Čidly na válci																						
	Bez snímání polohy																						

Příloha B2 – Vysvětlení typového značení pneumatického válce ADN-100-20-P-A-4N [20]

		ADNH	-	40	-	80	-	A	-	P	-	A	-	2N	-	K2
Typ																
ADNH	Válec s velkou silou, dvojčinný pohon															
Ø Pístu [mm]																
Zdvih [mm]																
Závit na pístnici																
A	Vnější závit															
I	Vnitřní závit															
Tlumení																
P	Pružné dorazy na obou stranách															
Snímání polohy																
A	Čidly na válci															
	Bez snímání polohy															
Počet válců																
2N	Dva válce															
3N	Tři válce															
4N	Čtyři válce															
Varianty																
K2	Prodloužený vnější závit na pístnici															
K5	Zvláštní závit na pístnici															
K8	Prodloužená pístnice															
S6	Těsnění do vyšších teplot max. 120 °C															
TL	Typový štítek, který nespadne															

Příloha B3 – Vysvětlení typového značení pneumatického válce DFM-20-50-P-A-GF [21]

		DFM	-	50	-	80	-	P	-	A	-	GF
Typ												
DFM	Válec s vedením, dvojitý pohon											
Ø Pístu [mm]												
Zdvih [mm]												
Tlumení												
P	Pružné dorazy na obou stranách											
Snímání polohy												
A	Čidly na válci											
Vedení												
GF	Kluzné vedení											
KF	Vedení v kuličkových oběžných pouzdrech											

Příloha B4 – Vysvětlení typového značení pneumatického válce ADN-50-50-A-P-A-Q [22]

		ADN	50	50	A	P	A	Q
Typ		ADN	Kompaktní válec					
ADN	Kompaktní válec							
Ø Pístu [mm]								
Zdvih [mm]								
Zdvih [mm]								
A	Vnější závit							
I	Vnitřní závit							
Stoupání vřetene [mm]								
A	Pružné dorazy na obou stranách							
PPS	Pneumatické tlumení na obou stranách samočinně nastavitelné							
Snímání poloh								
A	Čidly na válci							
Varianty								
Q	Čtyřhranná pístnice							
S1	Zesílená pístnice							
S2	Průchozí pístnice							
S20	Průchozí dutá pístnice							
K2	Prodloužený vnější závit na pístnici							
K5	Zvláštní závit na pístnici							
K8	Prodloužená pístnice							
K10	Hladce eloxovaná pístnice z hliníku							
S6	Těsnění do teploty max. 120 °C							
S10	Pomalá rychlost (konstantní chod)							
S11	Malé tření (lehký chod)							
R3	Zvýšená odolnost proti korozi							
R8	S ochranou proti prachu							
TL	Typový štítek, který nespadne							
TT	Nízké teploty							

Příloha B5 – Vysvětlení typového značení elektrického válce ESBF [23]

		ESBF	-	BS	-	63	-	100	-	5P	-	F
Typ												
ESBF	Elektrický válec											
Druh pohonu												
BS	Vřeteno s kuličkovým závitem											
LS	Vřeteno s kluzným závitem											
Velikost [mm]												
Zdvih [mm]												
Stoupání vřetene [mm]												
Varianty												
F	Vnitřní závit											
S1	Stupeň krytí IP6 5											
R3	Zvýšení korozní odolnosti											
F1	V souladu s rozšířenými informacemi o materiálech vhodné pro použití v potravinářství											
E	Prodloužená pístnice											

Příloha B6 – Vysvětlení typového značení elektrického motoru EMME [24]

		EMME	- AS	- 60	- S	- LS	- AM
Typ		EMME	Motor				
EMME	Motor						
Druh motoru		AS	Servomotor				
AS	Servomotor						
Velikost příruby motoru [mm]				60			
Konstrukční délka					S		
S	Krátká						
M	Střední						
Vysunutí hřídele							
-	Hladká hřidel						
K	Hřidel dle DIN 6885 (s perem)						
Vinutí							
LS	Nízké napětí, standard						
LV	Nízké napětí, optimalizované pro otáčky						
HS	Vysoké napětí, standard						
Elektrické připojení							
A	Úhlový konektor, pevný – výstup ve směru hřídele						
Odměrování							
S	Absolutní enkodér, single-turn (jedna otáčka)						
M	Absolutní enkodér, multi-turn (více otáček)						
MX	Bezpečnostní absolutní ekondér, multi-turn (více otáček)						
Brzda							
-	Bez brzdy						
B	S brzdou						

Příloha C1 – Technické údaje pneumatického válce ADVC-63-10-P-A [19]

Ø Pístu [mm]		6	10	12	16	20	25	32	40	50	63	80	100
Teoretická síla při 0,6 MPa [N]	Pohyb vpřed	17	47	68	121	189	295	483	754	1178	1870	3016	4712
	Pohyb vzad	13	40	51	91	141	247	415	686	1056	1750	2847	4418
Max. energie nárazu v koncových polohách [J]		0,005	0,03	0,06	0,01	0,14	0,18	0,26	0,36	0,60	0,64	0,90	1,20
Provozní médium		Filtrovaný stlačený vzduch, mazaný nebo nemazaný											
Tlumení		Pružné dorazy na obou stranách											

Příloha C2 – Technické údaje pneumatického válce ADN-100-20-A-P-A-4N [20]

Ø Pístu [mm]			25	40	63	100
Teoretická síla při 0,6 MPa [N]	Pohyb vpřed	2 válce	542	1440	3619	9235
		3 válce	789	2126	5369	13758
		4 válce	1036	2812	7120	18281
	Pohyb vzad	Všechny varianty	247	633	1681	4417
Max. energie nárazu v koncových polohách [J]		K2, K5, K8, TL	0,30	0,07	1,30	2,50
		S6	0,15	0,35	0,65	1,25
Provozní médium		Stlačený vzduch dle normy ISO 85773-1:2010				
Upozornění k provoznímu/řídícímu médiu		Mazaný provoz je možný (od mazání pak již nelze upustit)				

Příloha C3 – Technické údaje pneumatického válce DFM-20-50-P-A-GF [21]

Ø Pístu [mm]		12	16	20	25	32	40	50	63	80	100
Maximální rychlost vyjíždění [m/s]		0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,6	0,6	0,4	0,4
Maximální rychlost zajiždění [m/s]		0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,6	0,6	0,4	0,4
Teoretická síla při 0,6 MPa [N]	Pohyb vpřed	68	121	188	295	482	754	1178	1870	3016	4712
	Pohyb vzad	51	90	141	247	415	686	1057	1750	2827	4418
Max. energie nárazu v koncových polohách [J]		0,07	0,15	0,20	0,30	0,40	0,70	1,00	1,30	0,75	1,00
Provozní médium		Stlačený vzduch dle normy ISO 85773-1:2010									
Upozornění k provoznímu/řídícímu médiu		Mazaný provoz je možný (od mazání pak již nelze upustit)									

Příloha C4 – Technické údaje pneumatického válce řady ADN [22]

Ø Pístu [mm]		12	16	20	25	32	40	50	63	80	100	125
Teoretická síla při 0,6 MPa [N]	Pohyb vpřed	68	121	188	295	483	754	1178	1870	3016	4712	7363
	Pohyb vzad	51	90	141	247	415	686	1057	1750	2827	4524	7069
Max. energie nárazu v koncových polohách [J]		0,07	0,15	0,2	0,3	0,4	0,7	1	1,3	1,8	2,5	3,3
Provozní médium		Stlačený vzduch dle normy ISO 85773-1:2010										

Příloha C5 – Technické údaje elektrického válce ESBF [23]

Velikost [mm]	32		40			50			
Stoupání vřetena [mm/ot]	5	10	5	10	16	5	10	20	
Průměr vřetena [mm]	12	12	16	16	16	20	20	20	
Max. síla válce [kN]	1	1	3	3	2,6	5	5	4,5	
Max. hnací moment pohonu [Nm]	1,1	2	3	5,6	7,7	4,8	9,2	16,3	
Max. přípustná radiální síla [N]	115	115	130	130	130	300	300	300	
Max. otáčky [1/min]	6600	6600	4800	4800	4500	3600	3600	3600	
Velikost [mm]	63			80			100		
Stoupání vřetena [mm/ot]	5	10	25	5	10	32	5	20	40
Průměr vřetena [mm]	25	25	25	32	32	32	40	40	40
Max. síla válce [kN]	7	7	6	12	12	10	17	17	14,4
Max. hnací moment pohonu [Nm]	7	13,1	26,5	11,9	33,7	56,6	16,9	63,7	102,6
Max. přípustná radiální síla [N]	700	700	700	1100	1100	1100	1100	1100	1100
Max. otáčky [1/min]	3250	3220	3260	2530	2515	2515	2010	2010	2010

Příloha C6 – Tab. 5.4 Technické údaje elektromotoru EMME [24]

Velikost příruby [mm]	40		60		80				100	
Konstrukční délka	S	M	S	M	S	S	M	M	S	M
Vinutí	LV	LV	LS	LS	LS	HS	LS	HS	HS	HS
Jmenovité napětí [V]	360	360	360	360	360	565	360	565	565	565
Jmenovitý proud [A]	0,7	1,2	0,8	1,5	2,6	1,6	3,7	2,1	3,0	4,1
Jmenovitý příkon [W]	110	200	190	380	750	720	1000	1000	1500	2000
Jmenovitý moment [Nm]	0,12	0,21	0,6	1,2	2,4	2,3	3,2	3,2	4,8	6,4
Jmenovité otáčky [ot/min]	9000	9000	3000	3000	3000	3000	3000	3000	3000	3000
Maximální otáčky [ot/min]	10000	10000	5131	4925	4690	4192	4627	4097	3910	3941
Celkový moment setrvačnosti bez brzdy [kg·cm ²]	0,03	0,054	0,22	0,413	1,40	1,40	1,93	1,93	4,84	6,41
Celkový moment setrvačnosti s brzdou [kg·cm ²]	0,055	0,079	0,319	5,12	1,68	1,68	2,20	2,20	5,63	7,20
Zatížení hřídele při jmenovitých otáčkách radiální [N]	105	115	250	270	350	350	360	360	650	680
Zatížení hřídele při jmenovitých otáčkách axiální [N]	21	23	50	54	70	70	72	72	130	136